



Лабораторные работы на базе предприятия доказали свою эффективность в процессе обучения. В процессе работы над дипломным проектом навыки, полученные в ходе выполнения лабораторных работ на базе предприятия, очень помогли студентам и подняли дипломные работы на новый уровень. Поэтому необходимо лабораторные работы на базе предприятий ввести в повседневную практику процесса обучения.

Т.И. Тарнопольская, О.В. Сидорова, И.Ю. Гордлева
ФБОУ ВПО «ВГАВТ»

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ ПРИ МАНЕВРИРОВАНИИ МНОГОЗВЕННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В статье рассматривается устойчивость движения транспортного средства с упругими колесами в критических случаях. Представлена методика исследования потери устойчивости в двух случаях: при движении по пересеченной местности, представленной гармоническим профилем, и при совершении маневров, таких как разворот, перестройка и круговое движение.

Надежность теоретических рекомендаций по совершенствованию конструкции транспортных средств определяется максимально адекватным отслеживанием основных связей между массово-геометрическими параметрами, физической непротиворечивостью исходных допущений в постановке задачи, корректностью математической модели позволяющей учитывать такие режимные параметры криволинейного движения, как скорость движения, радиус поворота и углы поворота управляемых колес, а также интенсивность изменения этих величин. Важность исследования криволинейного движения определяется тем, что 50% пробега автомобиля приходится на маневрирование (поворот, разворот, переставка, объезд, обгон, круговое движение). Наиболее типичными в черте города являются повороты на 90° , которые составляют свыше 70% всех поворотов. Кроме того, большой интерес вызывает разворот на 180° и круговое установившееся движение (с постоянными значениями всех переменных), которые являются практически важными с точки зрения аппроксимации динамического поведения транспортного средства при движении по траекториям переменной кри-

визны. За минимальный радиус поворота принималось значение $R_{\min} = 12,5$ м (по аналогии со странами ЕС).

Поиск путей и возможностей улучшения показателей устойчивости и маневренности предопределяет необходимость теоретических и экспериментальных исследований по накоплению сведений о фундаментальных закономерностях поведения колесных транспортных средств. В общем случае перемещения системы в плоскости движения позволяют оценивать потерю или сохранение устойчивости автомобиля при внешних воздействиях, которые возникают при наезде на неровность, резкой перестройке и т.д. Такие исследования позволяют оценить допустимые значения весовых характеристик и габаритных размеров транспортного средства на стадии проектирования и математического моделирования, с целью расширения области устойчивости. Знание перемещений колес необходимо для решения задач, связанных с оценкой устойчивости, управляемости и прочности ходовой части автомобиля. В зависимости от поставленной задачи целью решения может быть определение перемещений, скоростей и ускорений, а также усилий в опорно-цепных устройствах с учетом изменения массово-геометрических параметров.

Поскольку для создания математической модели объекта в общем случае применимы теоремы об изменении главного вектора и главного момента количества движения в векторной форме:

$$\frac{d\bar{K}}{dt} + \bar{\omega} \times \bar{K} = \bar{F}, \quad \frac{d\bar{L}}{dt} + \bar{\omega} \times \bar{L} + \bar{V} \times \bar{K} = \bar{M}, \quad (1)$$

то в проекциях на подвижные оси, имеем:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial V} - \omega \frac{\partial T}{\partial U} &= F_{x_o}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial U} + \omega \frac{\partial T}{\partial V} &= F_{y_o}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega} - U \frac{\partial T}{\partial V} + V \frac{\partial T}{\partial U} &= M_g. \end{aligned} \quad (2)$$

где F_{x_o}, F_{y_o} – проекции главного вектора горизонтальных реакций полотна дороги

\bar{F} на подвижные оси x_o, y_o ,

M_g, M_{φ_i} – моменты обобщенных сил по соответствующим координатам:

$$M_g = \text{mom}_{Cz_o} \bar{F}, \quad M_{\varphi_i} = -\text{mom}_{O_i z_i} F_i,$$

$\omega = \mathcal{G}'$ – реальная угловая скорость, как производная голономной координаты – курсового угла \mathcal{G} ,

V, U – курсовая и поперечная линейные скорости центра масс транспортного средства.

В случае многосвязной модели, требуется дополнительно записать уравнения Лагранжа II рода для углов складывания, которые являются голономными координатами:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} = M_{\varphi_i}, \quad \varphi_i (i = n - 1) \quad (3)$$

Для простоты заменим проекции уравнений (2) их комбинациями [3]: вместо третьего введем сумму уравнений по переменным ω и φ_1 , а для углов складывания – разность уравнений для углов φ_1 и φ_2 , и т.д. Распишем ее на примере трехзвенной модели представленной на рис. 1:

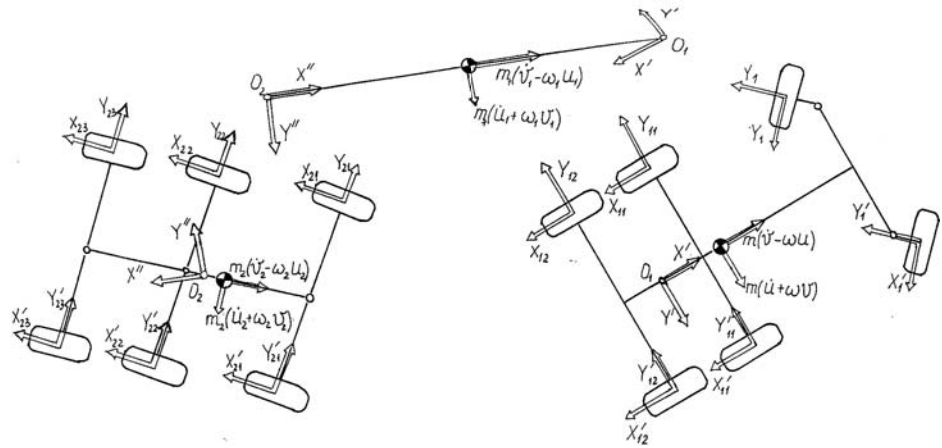


Рис. 1.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial V} - \omega \frac{\partial T}{\partial U} = F_{x_0}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial U} + \omega \frac{\partial T}{\partial V} = F_{y_0}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \omega} + \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) - U \frac{\partial T}{\partial V} + V \frac{\partial T}{\partial U} - \frac{\partial T}{\partial \phi_1} = M_g - M_{\phi_1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \phi} - \frac{\partial T}{\partial \phi_2} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \phi_1} - \frac{\partial T}{\partial \phi_2} \right) = M_{\phi_1} - M_{\phi_2}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \phi_2} - \frac{\partial T}{\partial \phi_2} = M_{\phi_2}. \end{cases} \quad (4)$$

В правые части уравнений входят реакции катящихся упругих колес, приложенных в пятне контакта, в зависимости от угла увода по аксиоматике Рокара:

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + k_i (\varphi^2 G_i^2)^{-1} \delta_i^2}},$$

где δ_i , Y_i – углы увода и боковые реакции,
 φ – коэффициент бокового сцепления между шиной и дорожной поверхностью,
 k_i – коэффициент сопротивления боковому уводу, который зависит от продольных сил X_i и вертикальной нагрузки Z_i на колесо:

$$k_i = k_0 \frac{\sqrt{1 - (X_i/G_i \varphi)^2}}{1 + 0,375 \cdot Z_i/G_i}.$$

Тогда углы бокового увода с учетом поперечных и угловых скоростей звеньев могут быть представлены следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} \delta_i &= \frac{U + a \cdot \omega}{V - \omega \cdot (H + \varepsilon)}; & \delta'_i &= \frac{U + a \cdot \omega}{V + \omega \cdot (H + \varepsilon)}; \\ \delta_{1i} &= \frac{-U + b_{1i} \cdot \omega}{V - \omega \cdot H_1}; & \delta'_{1i} &= \frac{-U + b_{1i} \cdot \omega}{V + \omega \cdot H_1}; & (i=1,2) \\ \delta_{2j} &= \frac{U_2 - b_{2j} \cdot \omega_2}{V_2 - \omega_2 \cdot H_2}; & \delta'_{2j} &= \frac{U_2 - b_{2j} \cdot \omega_2}{V_2 + \omega_2 \cdot H_2}; & (j=1,3). \end{aligned}$$

Задача о потере устойчивости движущегося автомобиля разбивается на две составляющие:

- **прямолинейное** движение по усложненному неровностями профилю дороги (в данной постановке – гармоническому профилю);
- **криволинейное** движение при маневрировании.

Система динамических уравнений составного транспортного средства при **прямолинейном** невозмущенном движении допускает решение $U=0$, $\omega=0$, $\varphi_1=\varphi_2=0$ ($\theta_1=\theta_2=0$), которому на плоскости дороги соответствует движение автомобиля со скоростью V вдоль прямой $\mathcal{G}=\text{const}$. V , U в данном случае – это продольная и поперечная скорости ведущего звена, ω – его угловая скорость, а φ_1 и φ_2 – углы складывания ведомых звеньев [3]. При этом для боковых составляющих сил реакций опорной поверхности по гипотезе увода И. Рокара справедлива зависимость $Y_{ij}=k_{ij}\delta_{ij}$. Но система динамических уравнений должна быть дополнена в этом случае уравнением поверхности.

В исследованиях, неровности дорожного покрытия можно моделировать с учетом того, что любой профиль складывается из единичных неровностей, и поэтому расчеты достаточно проводить на основании изучения движения по единичным неровностям либо с использованием для расчета более усложненной гармоничной формы профиля дороги.

При первом подходе профиль поверхности, представляет собой ровный горизонтальный отрезок с единичной неровностью. Длина неровности и ее форма наиболее неблагоприятно влияют на параметры плавности хода, но при подходе к неровности транспортные средства могут иметь разное динамическое состояние и положение звеньев, поэтому немаловажным является выбор начальных условий, которые характеризуют эти параметры. Существенным недостатком первого метода является то, что проявляется неоднозначность первичности причин потери устойчивости: вследствие неблагоприятных начальных условий или параметров единичной неровности.

Понятно, что начальные условия должны учитывать преодоление ряда неровностей и зависеть от их высоты и формы, что означает постепенный переход от единичной неровности к непрерывному профилю, который образован бесконечным числом неровностей одинаковой высоты и формы, расположенных вдоль направления движения автомобиля. Такой переход практически соответствует наиболее неблагоприятному режиму движения с точки зрения колебаний кузова автомобиля – гармоничному профилю дороги, который обеспечивает при определенной скорости резонансный режим колебаний [2]. Поэтому, второй из предложенных методов является предпочтительнее, так как полученные результаты будут соответствовать более сложным условиям.

Во втором методе, в качестве расчетного профиля принимаем режим установившегося движения по гармоничной поверхности [4]:

$$z = q_o \cdot \sin(2\pi x/T), \quad (5)$$

где q_o – амплитуда неровности, T – длина волны неровности.

При $V=\text{const}$ выражение (5) может быть представлено следующим образом:

$$z = q_o \cdot \sin(2\pi Vt/T) \quad \text{или} \quad z = q_o \cdot \sin(\gamma t)$$

где $\gamma = 2\pi V/T$ – частота внешнего возбуждения.

Для проведения численных расчетов необходимо определить характерные числовые значения аргументов q_o и T (амплитуды и длины волны неровности). Для этого воспользуемся данными таблицы, в которой приведены данные статистического анализа неровностей дороги в зависимости от состояния дорожного полотна [1].

Характеристика дорожных неровностей

Показатель неровностей	Мало изношенная дорога	Сильно изношенная дорога	Разбитая дорога	Пересеченная местность
Короткие импульсные неровности:				
Количество на 1км	20...50	50...150	100...200	200
Макс. высота, см	5	5...7	7...10	10...15
Наиб.вероятная высота, см	3...4	3...5	5...7	7...10
Выбоины:				
Количество на 1км	200	200...300	300...500	200...300
Наиб. вероятная длина, см	50...150	100...250	150...300	150...500
Макс. высота, см	10	10...20	20...30	30
Наиб.вероятная высота, см	3...5	5...10	10...15	15
Ухабы:				
Количество на 1км	5	5...10	10...20	20
Наиб. вероятная длина, см	6...9	6...10	6...12	8...16
Макс. высота, см	10	30	100	200
Наиб.вероятная высота, см	3...5	10...20	30...50	70...120

Для **сильно изношенной** дороги при импульсных неровностях длиной до 30 см наиболее характерная высота неровностей 30...50 мм, что соответствует синусоиде с расчетными параметрами:

- 1). $T = 0,6 \text{ м}; q_0 = 0,02 \text{ м};$
- 2). $T = 0,6 \text{ м}; q_0 = 0,04 \text{ м}.$

Для **выбоин** наиболее характерная длина неровности $T/2 \approx 2 \text{ м}$, наиболее характерная глубина 50...100 мм. Для данных условий выбираем такие расчетные значения:

- 1) $T = 4,0 \text{ м}; q_0 = 0,04 \text{ м};$
- 2) $T = 4,0 \text{ м}; q_0 = 0,08 \text{ м}.$

Для **ухабов** наиболее характерная длина неровности $T/2 \approx 6...10 \text{ м}$, наиболее характерная глубина 100...200 мм. Для данных условий выбираем такие расчетные значения:

- 1). $T = 18,0 \text{ м}; q_0 = 0,08 \text{ м};$
- 2). $T = 18,0 \text{ м}; q_0 = 0,16 \text{ м}.$

Выбранные характеристики будут являться начальными условиями при моделировании поведения колесного транспортного средства при движении по опорной поверхности с гармоническим профилем [5]. Предложенные расчетные условия будут соответствовать действительным только в самых экстренных случаях, однако можно утверждать, что если система обеспечит хорошие показатели устойчивости движения и плавности хода автомобиля при выбранных сложных условиях, то в большинстве реальных условий движения динамические показатели будут лучше.

Для исследования устойчивости *криволинейного* движения проводится численное моделирование исходной нелинейной системы дифференциальных уравнений (4), которое позволяет проанализировать характер поведения переменных $U, \omega, \varphi_1, \varphi_2$ с течением времени при маневрировании. В этом случае система дифференциальных уравнений дополняется уравнением, задающим закон изменения поворота управляемых колес, необходимого для поддержания заданного направления движения.

Любой маневр в компьютерном моделировании можно разбить на следующие этапы:

- вход прямолинейно движущегося транспортного средства в поворот,
- движение по окружности заданного радиуса,
- выход из поворота и т.д.,

каждое из этих действий можно задать изменением угла поворота θ_l по определенному закону. Временные интервалы движения по радиусу и входа-выхода из поворота при $\theta_l = \pm \beta t$ (β – угловая скорость управляемых колес) определяют характер совершаемого маневра: поворот, разворот, переставка (переход на соседнюю полосу движения), объезд, обгон, круговое движение.

Затухающий характер колебаний интегральных кривых относительно значений U^* , ω^* , φ_1^* , φ_2^* (стационарных режимов) показывает, что при выбранной скорости V и угле поворота управляемых колес ведущего звена θ_l , транспортное средство после завершения переходных процессов переходит в установившийся поворот (радиус которого $R=V/\omega^*$) или другой маневр.

При постоянной скорости изменения переменных будут иметь вид:

$$U = U^* + U'; \quad \omega = \omega^* + \omega'; \quad \varphi_1 = \varphi_1^* + \varphi_1'; \quad \varphi_2 = \varphi_2^* + \varphi_2'.$$

Учитывая, что при $U^*=0$, $\omega^*=0$, $\varphi_1^*=\varphi_2^*=0$, $\sin\varphi_i=0$ и $\cos\varphi_i=0$, выражения для продольной и боковой скорости ведомых звеньев:

$$V_1 = V \cdot \cos\varphi_1 - (U - \omega c) \cdot \sin\varphi_1, \quad V_2 = V \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - (U - \omega c) \sin(\varphi_1 + \varphi_2);$$

$$U_1 = V \cdot \sin\varphi_1 - (U - \omega c) \cdot \cos\varphi_1 - \omega_1 d_1, \quad U_2 = V \cdot \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - (U - \omega c) \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - \omega_2 d_2,$$

примут вид:

$$V_1 = V; \quad U_1 = V \cdot \varphi_1 + (U - \omega c) - (\omega - \varphi_1') d_1;$$

$$V_2 = V; \quad U_2 = V \cdot (\varphi_1 + \varphi_2) + (U - \omega c) - (\omega - \varphi_1' - \varphi_2') d_2.$$

В том случае, когда по результатам интегрирования переменные после выполнения поворота растут экспоненциально, то наступает потеря устойчивости. В работе [5] авторами для этого случая находится критическая скорость. Продольная скорость V центра масс ведущего звена $V_{кр}$, при котором A_6 обращается в нуль – $V=V_{кр}$ (граничный случай), при $V < V_{кр}$ коэффициент A_6 положителен (устойчивое движение), при $V > V_{кр}$ – отрицателен (потеря устойчивости).

Критическая скорость существенно зависит от массовых и геометрических параметров не только ведущего, но и ведомых звеньев. Увеличение масс прицепных звеньев и их габаритных размеров влечет за собой уменьшение интервала скорости, при котором возможно устойчивое движение.

Движение при скоростях, меньше критической, асимптотически устойчиво при условии отсутствия в этом интервале колебательной неустойчивости (вопрос о наличии колебательной неустойчивости решается численно, путем определения корней характеристического уравнения) и затухания возмущений происходит с течением времени по экспоненте. Если скорость превышает $V_{кр}$, то движение неустойчиво и возмущения переменных экспоненциально нарастают.

При движении транспортного средства по дорогам с неровной поверхностью средняя скорость уменьшается на 40–50%, продуктивность работы машины уменьшается на 35–40%. При этом возникают вибрации, которые сопровождаются увеличением динамических нагрузок на узлы и детали, сокращая ресурс их работы [1].

Список литературы:

- [1] Колебания автомобиля. Испытания и исследования / Под редакцией Певзнера Я.М. – М.: Машиностроение. 1999. – 208 с.
- [2] Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин. – Киев: Наукова думка, 1990. – 232 с.
- [3] Тарнопольская Т.И. Метод квазиординат при разработке математической модели транспортного средства с упругими связями/ Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – Новосибирск: Изд-во ФГОУ ВПО «НГАСУ», 2010. – №1. – С. 192 – 196.
- [4] Тарнопольская Т.И., Сидорова О.В. Сравнительный анализ жесткой и упругой модели транспортного средства при движении по гармоническому профилю дороги// 11-й междуна-

родный научно-промышленный форум «Великие реки' 2009»: Труды конгресса. Том 2. – Н. Новгород: Изд-во НГСУ, 2010. – С. 239–242.

[5] Тарнопольская Т.И., Сидорова О.В. К исследованию устойчивости движения автомобиля с упругими связями// «Вестник ВГАВТ». – Н. Новгород: Изд-во ФГОУ ВПО «НГАВТ», 2011. – С. 192–196.

А.С. Яблоков
ФБОУ ВПО «ВГАВТ»

УВЕЛИЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ПЛАВУЧИХ КРАНОВ ПРИ ПОДВОДНОЙ ДОБЫЧЕ МИНЕРАЛЬНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ ГРУЗОВ

При подводной добыче плавучими кранами в качестве грузозахватного органа используется грейфер. Механизм подъема и зачерпывания грейфера плавучего крана не отличается от механизма подъема портального крана, на котором при перегрузке сыпучих материалов также в качестве грузозахватного органа используется грейфер. Однако при работе грейфера в водонасыщенном материале под водой при его зачерпывании и подъеме возникают дополнительные гидростатические силы: «присоса», фильтрации, гидростатики и вязкостного течения материала в грейфере, зависящие от скорости зачерпывания материала и отрыва грейфера, что приводит к нагрузкам в канатах механизма подъема и металлоконструкции крана. Этот эффект, возникающий в краткий промежуток времени, может превышать на 50% допустимые нагрузки на кран и является «пиковым» [1] (рис. 1).

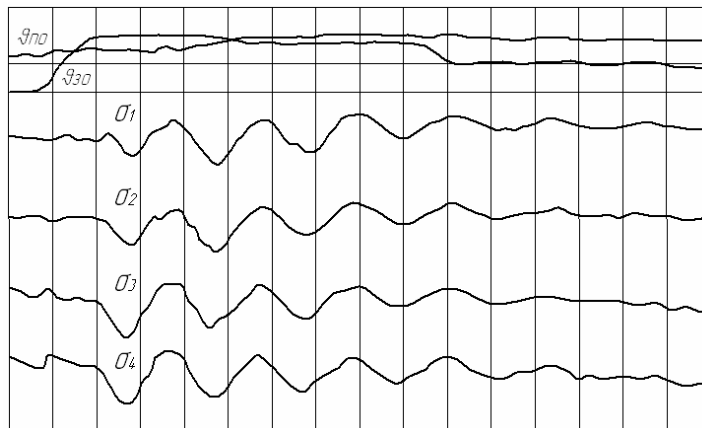


Рис. 1. Процессы в динамических системах крана КПЛ 16-30 при подъеме грузеного грейфера

V_{10} – скорость навивки каната поддерживающей лебедки

V_{30} – скорость навивки каната замыкающей лебедки

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ – напряжения в элементах металлоконструкции

Согласно статистике ООО «Нижегородский центр технической диагностики» 98% плавучих кранов отработали нормативный срок эксплуатации, что делает проблематичным их использование при подводной добыче, так как их металлоконструкции изношены и не рассчитаны на подобные нагрузки.