

УЧЕТ ДИНАМИКИ КОЛЕБАНИЙ ТРАКТОРА В ОЦЕНКЕ ЕГО НАВЕСОСПОСОБНОСТИ И НАГРУЖЕННОСТИ МОСТОВ

Georgiy Tayanowskiy*, Wojciech Tanaś**

*Białoruski Narodowy Uniwersytet Techniczny w Mińsku

**Akademia Rolnicza w Lublinie

Аннотация. В статье изложены методические приемы оценки динамической навесоспособности при выборе проектных и режимных параметров колесного трактора с эшелонированной навеской.

Ключевые слова: трактор, динамика колебаний, нагруженность, динамическая система, математическая система, режимные параметры

ВВЕДЕНИЕ

Эффективность навесных машинно-тракторных агрегатов эшелонированной навески в народном хозяйстве определяется, среди прочего, их навесоспособностью и рабочими скоростями движения. Возможные предельные значения этих показателей, в определенной части, обуславливаются допустимыми динамическими нагрузками на несущие элементы мостов колесного трактора и санитарными нормами низкочастотной вибронагруженности водителя МТА в движении [Танаś и др. 1999, Таяновский 2001].

Характер и уровни динамических нагрузок на несущие элементы мостов колесного трактора и виброускорений на сиденьи водителя однозначно определяются конструктивной схемой тракторного агрегата, его массо-геометрическими параметрами, характеристиками шин и элементов поддрессоривания, а также микропрофилем дороги, определяющим характер входного воздействия.

Из этого перечня важнейших факторов, формирующих динамические нагрузки и плавность хода навесного машинно-тракторного агрегата (МТА), массо-геометрические параметры трактора, передней, задней и внутрибазовой навесок, параметры шин колес и микропрофиля являются в эксплуатации существенно многообразными, что связано с участием МТА на базе колесного трактора в различных технологических операциях, в том числе и при их одновременном выполнении многооперационными навесными агрегатами

эшелонированной навески с большим набором агрегируемых машин. Изменением перечисленных факторов можно в известной степени влиять на нагруженность несущих элементов мостов и плавность хода агрегата.

В ситуации, при которой трактор уже разработан, экономическая целесообразность предопределяет возможности изменения конструкции агрегата. Не затрагивая конструкцию тягача, представляется приемлемым изменять массо-геометрические параметры передней, задней и внутрибазовой навесок, параметры шин колес, при различной комплектации и внутренних давлениях последних. Возможно введение элементов поддрессоривания навешиваемых машин относительно остова трактора.

В связи с работой многооперационных МТА на с.-х. полях и движением на дальнем транспорте по дорогам общего пользования при транспортном положении навешенного оборудования, а также в связи с требованиями по обеспечению допустимых по ГОСТ 26955-86 давлений шин трактора на почву представляет интерес оценка влияния давления воздуха в шинах и комплектации движителя на уровни нагрузок и виброускорений трактора.

Здесь следует отметить, что опыт эксплуатации и исследований навесных МТА на базе зарубежных и отечественных колесных тракторов подтверждает предрасположенность тракторов классической компоновки к развитию интенсивных вертикальных и продольно-угловых колебаний его остова, при движении в характерных условиях эксплуатации. При этом малая колесная база, большая высота расположения и близость центра масс к оси задних колес трактора, при значительных массах и вылетах навешенных машин или оборудования, сами по себе предопределяют отмеченные выше свойства, как в случае движения одиночного трактора, так и агрегата на базе его.

Использование вертикальной догрузки трактора при создании многооперационных агрегатов за счет эшелонированной навески, с целью повышения загрузки двигателя и роста производительности, а значит и технико-экономических показателей агрегата, усугубляет отмеченные ранее особенности работы колесных тракторов и может приводить при некоторых режимах движения по дорогам общего пользования и при транспортном положении навешенного оборудования к поломкам несущих элементов (балок, рукавов) мостов.

С учетом всего сказанного перед разработчиками новых колесных тракторов встает, кроме прочих, еще и задача обеспечения необходимой динамики и прочности МТА с эшелонированной навеской путем правильного выбора параметров навесоспособности трактора и уточнения нагрузочных режимов несущих элементов мостов создаваемых тракторов.

ДИНАМИЧЕСКАЯ НАВЕСОСПОСОБНОСТЬ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

В связи с изложенным является оправданным введение нестандартного термина «динамическая навесоспособность» как отдельного аспекта навесоспособности, под которой в контексте изложенного следует понимать приспособленность трактора к работе с навесным оборудованием при обеспечении условий-ограничений на допустимые значения максимальной динамической нагруженности несущих элементов мостов трактора и на уровни виброускорений на сиденье водителя путем выбора массы и координат размещения ее центра масс,

при использовании штатных навесных устройств трактора. При этом следует учесть, что определяемая по критериям динамической навесоспособности максимальная масса навески уточняет значение этой массы в сторону уменьшения значения, рассчитанного при оценке статической навесоспособности.

Цель данной статьи – сформулировать методические положения учета динамики продольно-угловых колебаний колесного трактора с эшелонированной навеской в оценке его навесоспособности и нагруженности мостов.

СУЩНОСТЬ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАВЕСОСПОСОБНОСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Оценку динамической навесоспособности трактора можно провести на математической модели с использованием метода статистических испытаний Монте-Карло. Сущность метода при исследованиях колебательных систем заключается в составлении математических моделей по принятым расчетным динамическим моделям трактора и их „прокатывании” по случайному дорожному микропрофилю. В результате расчетов получаются временные дискретные реализации различных параметров, характеризующих поведение данной колебательной системы. Как правило, это абсолютные и относительные перемещения (угловые и линейные), скорости и ускорения характерных точек системы, а также силы, действующие в системе. Полученные дискретные реализации в дальнейшем обрабатываются с целью получения их статистических характеристик: математического ожидания, дисперсии, автокорреляционной функции, спектральной плотности, среднеквадратических значений (СКЗ) в заданных полосах частот и др. Для достижения необходимого поведения колебательной системы при проведении расчетов изменяют различные параметры системы. Расчеты ведут в заданном диапазоне скоростей движения. По результатам расчетов строятся графики амплитудно-скоростных и амплитудно-частотных характеристик выходных параметров, в полной мере описывающих поведение данной системы.

В качестве возмущающих воздействий необходимо брать микропрофиль грунтовой дороги и микропрофиль асфальтированного шоссе, либо микропрофиль любой дороги, у которого отсутствует тренд и который является стационарной случайной функцией пути [Таяновский 2001].

ДИНАМИЧЕСКАЯ СИСТЕМА И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Изложенная сущность последовательности этапов моделирования динамики колебаний колесного трактора для оценки динамической нагруженности несущих элементов мостов трактора и параметров колебаний является инвариантной по отношению к составу навесного тракторного агрегата. Поэтому рассмотрим далее обобщенную расчетную динамическую систему трактора с эшелонированной навеской, для которой запишем математическую модель процесса колебаний при движении по случайной дороге

На рис. 1 изображена обобщенная схема навесного агрегата на базе колесного трактора с тремя видами навесок, а на рис. 2 – его динамическая модель. На этой

модели можно исследовать разнообразные конкретные агрегаты различных конструктивно-компоночных схем.

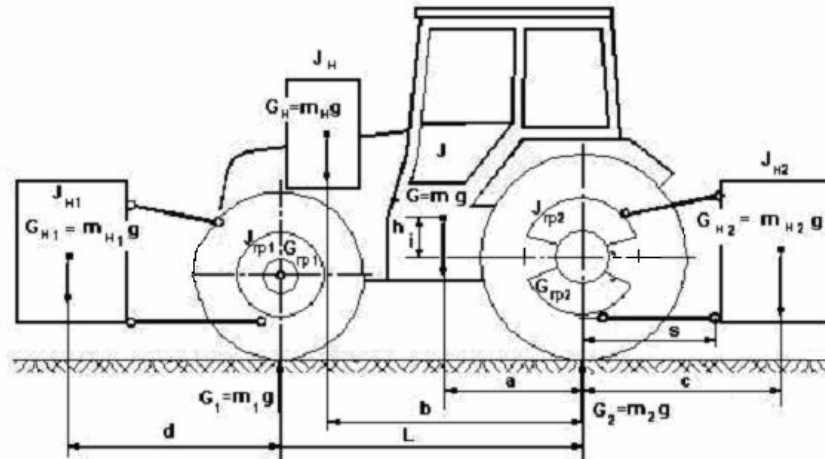


Рис. 1. Конструктивная схема навесного агрегата

Fig.1. Designing scheme of a tractor mounted aggregate

Математическую модель составим с учетом следующих допущений: тракторный агрегат симметричен относительно продольно-вертикальной плоскости; дорожные воздействия на правые и левые колеса равны; сиденье водителя расположено в продольно-вертикальной плоскости симметрии и совершает вертикальные колебания; массы сиденья и водителя сосредоточены в одной точке; шина рассматривается упругой в радиальном направлении; влияние сил сопротивления качению трактора и крутильных колебаний в трансмиссии не учитывается; навешенные на трактор грузы не имеют перемещений относительно остова трактора; система совершает малые угловые колебания; упруго-демпфирующие характеристики шин являются линейными; сцепные элементы навесных устройств без зазора; отрывы колес и пробои упругих элементов отсутствуют.

Расчетная модель представляет собой плоскую трехмассовую систему, имеющую четыре степени свободы, и позволяет исследовать вертикальные динамические нагрузки на несущие элементы мостов трактора, а также вертикальные и продольно-угловые колебания, которые наиболее тяжело переносятся водителем.

Принятые условные обозначения: m_H – неподрессоренная масса переднего моста трактора; M_o – суммарная, с учетом масс навесок, поддрессоренная масса остова трактора; m_c – масса сиденья с водителем; I_o – приведенный суммарный момент инерции механической системы из масс навесок и массы трактора, составляющих массу M_o относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести трактора с системой навешенных грузов.

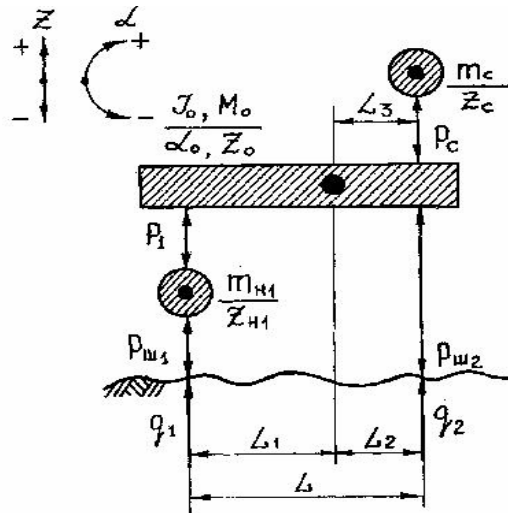


Рис. 2. Обобщенная расчетная динамическая система трактора

Fig. 2. Dynamic system of a tractor

Приведенный к некоторой точке остова трактора момент инерции навески равен собственному плюс произведение массы навески на квадрат расстояния до точки приведения; z_i, z_o, z_c – вертикальные перемещения центров соответствующих масс; α_o – угловое перемещение массы M_o ; $D_{\theta 1,2}$ – усилия, действующие в шинах колес трактора; P_1 – усилие в подвеске переднего моста трактора; P_c – усилие в подвеске сиденья водителя; L – база трактора; $L_1 \dots L_3$ – плечи сил, действующих в системе; $q_1 \dots q_2$ – высоты неровностей дорожного профиля.

Система уравнений, описывающая колебания принятой модели, была составлена с использованием принципа Даламбера и имеет следующий вид:

$$\begin{cases} M_o \ddot{z}_o = P_1 + P_{\theta 2} - D_n \\ I_o \ddot{\alpha}_o = P_1 L_1 + P_c L_3 \\ m_i \ddot{z}_i = D_{\theta 1} - D_1 \\ m_c \ddot{z}_c = P_c. \end{cases}$$

В качестве обобщенных координат системы были приняты: z_o, α_o, z_i, z_c .

Силы в правой части полученной системы находятся по формулам:

$$P_{ui} = c_{ui} \cdot f_{ui} + K_{ui} \cdot \dot{f}_{ui}, (i = 1...4)$$

$$P_i = c_i \cdot f_i + K_i \cdot \dot{f}_i + F_i \text{sign}(\dot{f}_i),$$

$$K_i = \begin{cases} K_{i1}, \dot{f}_i \leq 0 \\ K_{i2}, \dot{f}_i > 0, (i = 1, c), \end{cases}$$

где:

c – жесткость упругого элемента;

K – коэффициент демпфирования (c индексом 1 – на ходе отбоя, 2 – на ходе сжатия);

F – абсолютное значение силы сухого трения;

$f, \dot{f}$ – деформация и скорость изменения деформации упруго-демпфирующих звеньев динамической системы.

Деформации находятся как разности абсолютных перемещений соответствующих точек системы, которые определяются по формуле:

$$z_i = z_j \pm \alpha_j L_i \quad (z_j = z_o; \alpha_j = \alpha_o)$$

Решение системы дифференциальных уравнений осуществляется с использованием численного метода интегрирования – метода Рунге-Кутты 4-го порядка. Предварительно уравнения системы должны быть разрешены относительно высших производных.

Для получения сравнительной оценки влияния навешенного оборудования на уровни нагрузок и параметры колебаний необходимо рассчитывать колебания одного и того же трактора с навесками и без навесок.

Расчеты проводятся с учетом сглаживающей способности шин. Сглаженный микропрофиль получается при пропускании его через фильтр с памятью N_1 :

$$q_i = \left(\sum_{j=i-\frac{N_1}{2}}^{j=i+\frac{N_1}{2}} q_j \right) / N_1; \quad N_1 = \frac{L_{omn}}{\vartheta \cdot \Delta t},$$

где:

$L_{отп}$ – длина отпечатка шины в статическом положении, определяется по формуле:

$$L_{omn} = 2 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{R_o^2 - \left(R_o - G_{ш} / C_{ш} \right)^2},$$

где:

R_o – свободный радиус шины;

$G_{ш}$ – нагрузка на колесо;

$C_{ш}$ – радиальная жесткость шины.

Данные для расчетов параметров тракторных шин принимаются из справочной литературы по тракторным шинам.

Ординаты профиля под задними колесами находились следующим образом:

$$q_2 = q_1 \left(t - \frac{L}{v} \right),$$

Скорость изменения высоты неровности профиля определялась:

$$\dot{q}_i = (q_{i+1} - q_{i-1}) / 2h,$$

где:

h – шаг интегрирования системы уравнений.

Наиболее общее моделирующее выражение для корреляционной функции высоты микропрофиля при работе МТА в широком спектре условий движения имеет вид

$$R(\tau) = \sigma^2 (e^{-\alpha\tau} \cos \beta_1 \tau - B \sin \beta_2 \tau),$$

где:

σ^2 – дисперсия случайного процесса;

$\alpha, \beta_1, \beta_2, B$ – аппроксимирующие параметры.

В установившихся режимах движения трактора по случайной дороге в качестве измерителей динамической нагруженности несущих элементов мостов трактора используются, кроме собственно усилий на мостах и шинах, также коэффициенты их динамической нагруженности, мгновенные значения которых равны

$$\hat{E}_{\ddot{a}ij} = \frac{P_{ij}}{P_{ij \text{ c} \ddot{a} \ddot{a}}},$$

где:

P_{ij} – мгновенное значение силового фактора между элементами расчетной динамической системы трактора

$P_{ij \text{ п} \ddot{a} \ddot{a}}$ – матожидание силового фактора при установившейся средней скорости движения, либо статическое значение силового фактора.

За оценочные величины принимаются также максимальные значения $P_{\text{дijmax}}$ за период установившегося режима движения агрегата.

В случае моделирования движения тракторного агрегата по заданному маршруту с участками пути с заданными параметрами случайного микропрофиля, для оценки нагруженности несущих элементов при ресурсном проектировании можно использовать, кроме перечисленных ранее, следующие показатели:

- относительные пробеги (время работы) на передачах;
- вероятностное распределение нагрузок на передачах;
- вероятностное распределение скоростей на передачах;
- пиковые максимальные динамические нагрузки;
- амплитуды и частоты динамических нагрузок в полосах частот вынужденных колебаний;
- коэффициенты пробега.

Вероятностное распределение нагрузок на передачах определяют массо-геометрические параметры трактора с навесками, статические нагрузки, воздействие микропрофиля и скорость движения. Характеристиками вероятностного распределения нагрузок являются:

- относительные частоты действия нагрузок,
- функции плотности вероятности и интегральная функция вероятности нагрузок;
- накопленная дисперсия динамической нагрузки;
- средние значения и среднеквадратические отклонения нагрузок,
- спектральная плотность нагрузок и другие измерители.

Пиковые максимальные динамические нагрузки при движении навесного МТА с установившейся скоростью по случайной дороге возникают при наступлении так называемого статистического резонанса, то есть при совпадении собственных частот колебаний МТА с частотами, при которых энергия спектра внешнего воздействия достаточно большая. Пиковые динамические нагрузки могут привести к внезапному разрушению несущих элементов мостов трактора и шин и используются для оценки их прочности.

Наибольшее влияние динамические колебания оказывают на долговечность балок и рукавов мостов трактора, при этом для оценки их долговечности используются характеристики распределения амплитуд и частот колебаний нагрузок.

Параметры модельных случайных дорог должны подбираться так, чтобы охватывать большинство из существующих условий эксплуатации, при этом удобно выбирать так называемый единичный по длительности путь, например 1000 м. Тогда удельные, в расчете на единицу пути, показатели определяются по результатам моделирования без дополнительных вычислений, что представляет определенное удобство при выполнении анализа.

Приведенная математическая модель является универсальной и позволяет определять параметры динамической нагруженности несущих элементов мостов трактора и уровней низкочастотных колебаний в любой точке и на сиденье водителя как одиночного трактора, так и тракторного навесного агрегата с навесными системами различных конструктивных схем, при движении по микропрофилю дороги в октавных, а при необходимости, и в третьоктавных полосах частот.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемые методические приемы выбора проектных и режимных параметров навесного МТА позволяют, как показал опыт исследования изложенной математической модели на ПЭВМ и натурных производственных испытаний подобных агрегатов, снизить нагруженность несущих элементов

мостов и существенно повысить надежность эксплуатации колесных тракторов с эшелонированной навеской.

ЛИТЕРАТУРА

- Таяновский Г.А. 2001: Концепция и структура задач системы анализа и согласования агрегатирования тракторов на транспорте. Вестник Могилевского государственного технического университета, 1, 173–178.
- Танась В. и др. 1999: Методические принципы оценки навесоспособности колесных тракторов. MOTROL'99. Motoryzacja i energetyka rolnictwa, Lublin. Wydawnictwo Akademii Rolniczej w Lublinie, 28–36.

TRACTOR VIBRATION DYNAMICS EVALUATION IN AN ASPECT OF THE POSSIBILITY OF COUPLING AND OF LOADING ITS DRIVING AXLE

Summary. In the paper the aspects of the methods of dynamic stability evaluation of the tractor equipped with mounting set at the stage of designing were presented.

Key words: tractor, vibration dynamics, loading, dynamic system, mathematic model, construction parameters

Reviewer: Eugeniusz Krasowski, Prof. Sc. D. Eng.