

УДК 629.4.015

А. В. ПУТЯГО, кандидат технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КУЗОВА ВАГОНА-ПЛАТФОРМЫ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ЛЕСНЫХ ГРУЗОВ

Выполнено компьютерное моделирование динамической нагруженности кузова вагона-платформы, загруженного бревнами. Расчетная модель разработана с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» с характеристиками (размеры, массы, моменты инерции и пр.), соответствующими вагону-платформе для перевозки лесных грузов модели 17-494-01. Рассмотрен режим соударения вагонов, как наиболее опасный с позиции нагруженности кузова. Выполнено моделирование двух ситуаций: загруженный вагон-лесовоз ударялся со скоростью 12 км/ч в свободно стоящий загруженный вагон и в вагон, стоящий в подпоре. Получены временные зависимости нагруженности торцевой стены вагона бревнами для двух описанных выше ситуаций. Установлено, что максимальное значение суммарных продольных сил реализуется при наличии зазора между торцевой стеной и бревнами равного от 0,07 до 0,095 м, что обусловлено наличием в указанном диапазоне перемещений бревен высоких значений их скоростей.

Для определения динамической нагруженности кузова вагона для перевозки лесных грузов и труб в программном комплексе «Универсальный механизм» разработана динамическая твердотельная модель вагона-лесовоза. Соотношения динамики формируются на основе уравнений Ньютона и Эйлера для каждого тела многомассовой системы применительно к движению центра масс тела [2]:

$$m_i \underline{a}_i^{(0)} = \underline{F}_i^{(0)} + \underline{R}_i^{(0)}; \quad (1)$$

$$\underline{I}_i^{(i)} \underline{\varepsilon}_i^{(i)} + \underline{\tilde{\omega}}_i^{(i)} \underline{I}_i^{(i)} \underline{\omega}_i^{(i)} = \underline{M}_i^{(i)} + \underline{L}_i^{(i)}, \quad (2)$$

где m_i – массы тел системы; i – номер тела; $\underline{a}_i^{(0)}$ – ускорения центров масс тел; $\underline{F}_i^{(0)}$, $\underline{M}_i^{(i)}$ – главный вектор и главный момент относительно центра масс активных сил; $\underline{R}_i^{(0)}$, $\underline{L}_i^{(i)}$ – главный вектор и главный момент относительно центра масс сил реакций связей; $\underline{I}_i^{(i)}$ – тензор инерции i тела в системе координат тела; $\underline{\varepsilon}_i^{(i)}$ – угловые ускорения тел; $\underline{\tilde{\omega}}_i^{(i)}$ – кососимметрическая матрица, которую можно рассматривать как тензор, то есть при переходе от одной системы координат к другой ее матричное представление измеряется по тензорному закону; $\underline{\omega}_i^{(i)}$ – угловые скорости тел.

Уравнения движения (1), (2) записаны в разных системах координат: первое – в базовой, второе – в связанной с телом. Если уравнения дополнить соотношениями кинематики для угловых скорости и ускорения, то получим полные уравнения движения системы. С учетом кинематических соотношений уравнения (1), (2) приводятся к уравнениям движения в обобщенных координатах

$$\underline{M}(\underline{q}, t) \ddot{\underline{q}} + \underline{\Phi}(\underline{q}, \dot{\underline{q}}, t) = \underline{Q}, \quad (3)$$

где \underline{M} – симметричная матрица масс; \underline{q} – матрица-столбец координат; t – время; $\underline{\Phi}$ – матрица-столбец сил инерции; \underline{Q} – матрица-столбец обобщенных сил.

Уравнения (3) являются уравнениями движения не замкнутой системы тел. При исследовании замкнутых

кинематических цепей координаты q не являются независимыми и удовлетворяют уравнениям связей. Уравнения связей на координаты q имеют следующий вид:

$$\underline{g}(\underline{q}, t) = 0. \quad (4)$$

При численном решении уравнений движения требуются также производные по времени от уравнений связей. Дифференцируя дважды по времени уравнение (4), получим дифференциальные уравнения связей. Объединяя уравнения движения (3) и уравнения связей (4), получим замкнутую систему уравнений относительно обобщенных координат и сил реакций в связях, основное уравнение движения которой будет выглядеть следующим образом:

$$\underline{M}(\underline{q}, t) \ddot{\underline{q}} + \underline{\Phi}(\underline{q}, \dot{\underline{q}}, t) = \underline{Q} + \underline{G}^T \underline{\lambda}, \quad (5)$$

где $\underline{\lambda}$ – произвольный столбец множителей Лагранжа, размерность которого совпадает с числом уравнений связей (матрицы \underline{G}^T).

Автоматизированный вывод уравнений движения (5) возможен в двух формах: численной и символьной. В первом случае все элементы, входящие в соотношения кинематики и уравнения движения, определяются в численной форме на каждом шаге интегрирования. При использовании второго подхода уравнения движения синтезируются один раз перед их анализом в виде символьных выражений, написанных непосредственно на языке программирования высокого уровня в готовой для компиляции форме [2].

Опыт исследования динамики транспортных систем, в том числе вагонов, показывает, что во многих случаях можно применять дискретные динамические модели, представляющие собой систему твердых тел, соединенных между собой различными устройствами, ограничивающими свободные перемещения тел относительно друг друга, причем массу этих устройств можно не учитывать. Экипаж, как механическую систему, можно расширить, включив в нее рельсовый путь как совокупность двух рельсовых нитей, по которым происходит движение рельсового экипажа.

При разработке математической модели кинематики и динамики экипажа в пространстве решаются сле-

дующие задачи: описание экипажа и его составных частей как системы тел, которые совершают сложные взаимосвязанные движения в различных системах отсчета; определение и запись в матричном виде кинематических характеристик движения (линейных и угловых скоростей и ускорений) экипажа в целом и его составных частей; составление уравнений движения рельсового экипажа в матричном виде для их последующего численного интегрирования.

Положение тела представляется шестью обобщенными координатами, соответствующим шести степеням свободы твердого тела. Эти координаты могут быть объединены в вектор положения размерности 6×1

$$\underline{q} = [r_{i,x} \quad r_{i,y} \quad r_{i,z} \quad \psi_i \quad \chi_i \quad \varphi_i]^T.$$

Применительно к экипажу и его частям перемещения x , y , z и углы ψ , χ , φ имеют названия: x – подергивание; y – боковой относ; z – подпрыгивание; φ – угол боковой качки; χ – угол продольной качки (галопирование); ψ – угол виляния.

Транспортные рельсовые средства представляют собой многомерные голономные системы. В общем случае голономная система вагона состоит из $19+i$ тел, где $i = 1 \dots b$, b – число бревен (труб), и 4 голономных ограничений k , но учитывая, что фрикционные гасители колебаний введены силовой связью, в нашем случае число степеней свободы m системы равно: $m = 6(11 + i) - k$. Положение системы может быть однозначно определено m обобщенными координатами q .

При разработке модели взаимодействия колеса и рельса использована программная процедура, реализованная в программном комплексе «Универсальный механизм» и включенная в структуру модели движения вагона. Процедура включает решение задачи о контактировании колеса рельсового экипажа с поверхностью рельса для определения двух точек контакта колеса с рельсом в путевой системе координат. Для описания силовых процессов в контакте использована модель контакта по Калкеру, которая выполняет следующие операции: нахождение точки контакта колеса с рельсом; вычисление сил взаимодействия колеса с гребнем; определение сил крива; определение реакций во взаимодействии колесо-рельс при геометрическом задании неровностей путевой структуры в горизонтальной и вертикальной плоскости. Для учета податливости путевой структуры использована линейная упруговязкая модель рельсового основания.

Таким образом, динамическая модель вагона с подвижным грузом включает в себя кузов вагона, состоящий из котла и рамы, расположенных на тележках, модельные характеристики которых соответствуют тележкам модели 18-100, автосцепное устройство, включающее силовые элементы, характеристики которых соответствуют поглощающему аппарату Ш-2-В, а также груз, имеющий возможность относительного движения в кузове вагона.

Модельные характеристики (размеры, массы, моменты инерции и пр.) приняты соответствующими вагону-платформе для перевозки лесных грузов модели 17-494-01. На рисунке 1 приведена твердотельная динамическая модель вагона, загруженного 42 бревнами

(плотность 780 кг/м^3) диаметром 40 см, длиной 13 м. Между бревнами, а также бревнами и элементами кузова (лесные рамы и торцевые стены) смоделированы контактные связи. Рассмотрен режим соударения вагонов как наиболее опасный с позиции нагруженности кузова, причем между плоскостью торцевой стены, расположенной с ударной стороны и торцами бревен зазор отсутствовал. Выполнено моделирование двух ситуаций: загруженный вагон-лесовоз ударялся со скоростью 12 км/ч в свободно стоящий загруженный вагон общей массой 85 т и вагон, стоящий в подпоре.



Рисунок 1 – Твердотельная модель вагона-лесовоза модели 17-494-01, загруженного бревнами

На рисунке 2 приведены временные зависимости нагруженности торцевой стены вагона (в долях веса бревна) бревнами для двух описанных выше ситуаций. Видно, что зависимостям характерна полиэкстремальность, обусловленная особенностями работы поглощающих аппаратов; при ударе в свободно стоящий вагон нагрузки несколько ниже и максимальные значения реализуются двумя экстремумами, причем для верхнего слоя бревен (кривая 3) экстремум первичной нагруженности оказывается существеннее в отличие от бревен, расположенных ниже. В то же время, аналогичные зависимости нагруженности в случае соударения с вагоном в подпоре показывают, что максимальные значения сил реализуются после срабатывания всех трех поглощающих аппаратов, причем в среднем и верхних слоях значения нагруженности практически одинаковы.

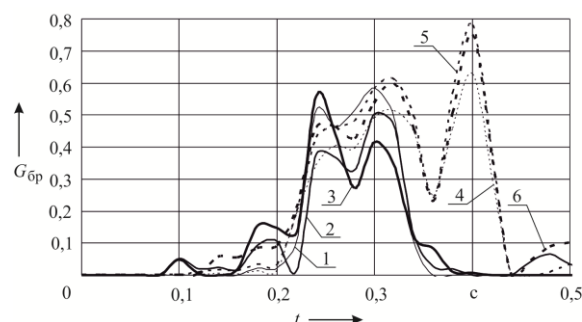


Рисунок 2 – Временные зависимости нагруженности торцевой стены вагона:
1–3 – бревна № 1, 15 и 29 при ударе в свободно стоящий вагон;
4–6 – бревна № 1, 15 и 29 при ударе в вагон в подпоре

На рисунке 3 приведены эпюры распределения максимальных значений сил по высоте и ширине торцевой стены вагона для приведенных выше случаев. Установлено, что наибольшие значения сил при соударении со свободно стоящим вагоном зафиксированы по периметру торцевой стены. В то же время при соударении с вагоном, находящимся в подпоре, картина резко изменяется, и максимальные значения взаимодействующих

сил между бревнами и торцевой стеной имеют место в средних слоях бревен.

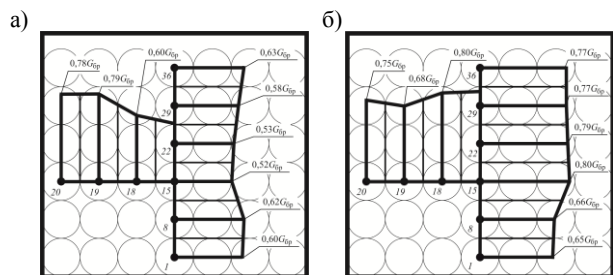


Рисунок 3 – Эпюры распределения силовой нагруженности по высоте и ширине торцевой стены:

а – соударение со свободно стоящим вагоном;
б – соударение с вагоном в подпоре

Выполнен анализ динамической нагруженности торцевой стены при наличии зазора между грузом и плоскостью торцевой стены. Установленное наличие зазора оказывает существенное влияние на динамическую нагруженность торцевой стены. На рисунке 4 приведены зависимости изменения продольной составляющей главного вектора сил, действующих на торцевую стену, найденного по результатам моделирования, относительно значения, рекомендуемого Нормами [1] при расчете торцевых стен вагонов, от величины зазора δ .

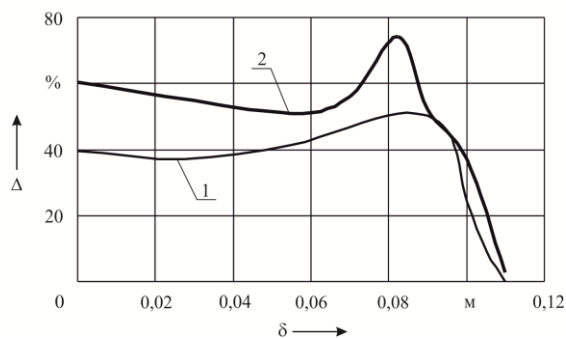


Рисунок 4 – Зависимости изменения продольной составляющей главного вектора сил, действующих на торцевую стену, относительно нормативного значения от величины зазора:

1 – соударение со свободно стоящим вагоном;
2 – соударение с вагоном в подпоре

Получено 06.12.2011

A. V. Putsiata. Simulation dynamic loading bodies of flatcar for transportation of wood cargo.

Computer simulation dynamic loading bodies of the flatcar loaded by woods cargo is executed. The settlement model is developed with use of a program complex "Universal mechanism" with performances (the sizes, masses, moments of inertia and so forth) corresponding to a flatcar for transportation of wood cargo of model 17-494-01. The condition of collision of coaches is considered. Simulation of two situations is executed: the loaded flatcar earning vessel hit with a speed of 12 km/h in freely standing loaded coach and in the coach standing in support. Time dependences loading a face wall of the coach by logs for two described above situations are received. It is installed, that the peak value of total direct forces is realised in the presence of a clearance between a face wall and logs equal from 0,07 to 0,095 m that is caused by presence in the specified range of migrations of logs of high values of their speeds.

Максимальное значение суммарных продольных сил реализуется при наличии зазора от 0,07 до 0,095 м, что обусловлено наличием в указанном диапазоне перемещений бревен высоких значений их скоростей.

На рисунке 5 приведены эпюры распределения максимальных значений сил по высоте и ширине торцевой стены вагона для приведенных выше случаев при наличии зазора между бревнами и стеной равного 0,082 м. Как видно из приведенных эпюр, при наличии зазора характер распределения максимальных значений сил существенно изменился и в отличие от случая отсутствия зазора не носит равномерно распределенного характера.

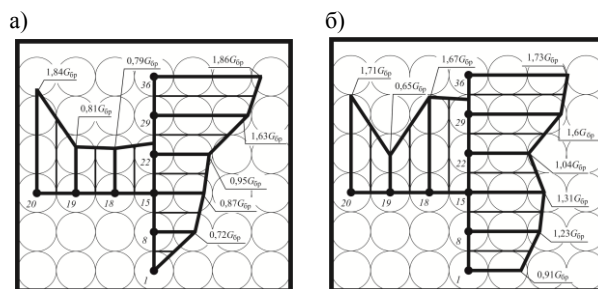


Рисунок 5 – Эпюры распределения силовой нагруженности по высоте и ширине торцевой стены ($\delta = 0,82$ м):

а – соударение со свободно стоящим вагоном;
б – соударение с вагоном в подпоре

Следует отметить, что разработанная модель имеет возможность оперативной адаптации к любой модификации вагона-лесовоза, а также перевозимого груза. Полученные силовые факторы могут быть использованы при прочностных расчетах кузовов вагонов.

Список литературы

1 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1996. – 319 с.

2 Погорелов, Д. Ю. Введение в моделирование динамики систем тел : учеб. пособие / Д. Ю. Погорелов. – Брянск : БГТУ, 1997. – 156 с.