

УДК 629.35

ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ АВТОЦИСТЕРН ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ИХ ДИНАМИКИ

Шимановский А.О.

Рассматриваются принципы построения математических моделей автоцистерн, которые позволяют наряду с уменьшением затрат времени на расчеты облегчить интерпретацию полученных результатов. Анализ колебаний жидкости в резервуаре цистерны выполнен на основе использования модели эквивалентного твердого тела, соединенного с резервуаром с помощью вязкоупругого элемента. Установлено, что учет массы колес и деформаций рессор существенно не повышает точность расчета кинематических и динамических параметров цистерны при торможении. Подтвержден обнаруженный ранее эффект чередования режимов качения колес с проскальзыванием и без него при экстренном торможении автоцистерны. Полученные результаты могут быть использованы при совершенствовании тормозных систем цистерн, а также при обучении безопасным приемам вождения транспортных средств.

Ключевые слова: автоцистерна; торможение; эквивалентная механическая модель; качение с проскальзыванием.

(Поступила в редакцию 17 мая 2016 г.)

Введение. Перемещение транспортируемого груза внутри резервуара и высокое расположение центра тяжести, обусловленное большим объемом перевозимого груза, находящегося высоко над землей, приводит к тому, что цистерны являются наиболее опасным средством транспорта [1, 2]. Их аварии могут привести к значительному ущербу для окружающей среды, связанному с утечкой перевозимых токсичных грузов, а также со взрывами и пожарами при транспортировке опасных грузов. Так, в 1978 году в Испании произошла авария автоцистерны с полуприцепом, перевозившей пропилен, в результате которой погибло 216 человек, а транспортная авария в 1991 году при перевозке бензино-лигроиновой фракции в Ливорно (Италия) привела к гибели 141 человека [3].

Начало исследований динамики цистерн связано с выполнением экспериментов в естественных условиях [4–6]. Однако из-за высокой стоимости организации такого эксперимента его объем часто ограничивался минимумом, требуемым для разработки законодательных актов или получения общего представления о том или ином процессе. Поэтому встал вопрос о создании математических моделей цистерн, которые адекватно описывали бы поведение транспортного средства с транспортируемой жидкостью. Такие модели открывали возможность анализа характеристик цистерн, а также позволяли более экономно расходовать средства на эксперименты.

Первые приближенные расчеты динамики автоцистерн с учетом относительного перемещения жидкости были выполнены в 70-е годы XX века. В них основой для создания математических моделей стали разработки по динамике тел с полостями, заполненными жидкостью, которые были выполнены с целью изучения движения ракет, морских танкеров и иных резервуаров простых форм [7, 8]. Было установлено, что наибольшее влияние на безопасность цистерн оказывают проблемы, связанные с переходными режимами движения, особенностью которых являются большие перемещения частиц перетекающей жидкости. В связи с этим приходится решать нелинейные уравнения, описывающие движение груза [9]. Развитие средств вычислительной техники и численных методов исследования задач механики сплошной среды привело к появлению значительного числа научных работ, связанных с анализом динамики цистерн [10]. В их числе ряд исследований, в которых проведено конечное элементное моделирование колебаний жидкости в движущейся автоцистерне [11–13]. Несмотря на это процедура расчетов остается весьма трудоемкой, что приводит к большим затруднениям при выполнении оптимизационных расчетов.

Традиционно при моделировании движения автоцистерн жидкость рассматривалась в виде эквивалентных механических моделей [14–17], определение параметров которых основано на изучении малых колебаний жидкости в резервуаре. Наиболее удобной для использования является модель, включающая сосредоточенную массу, связанную с кузовом транспортного средства при помощи линейно-упругой связи. Однако эта модель не учитывает затухание колебаний, обусловленное дисперсией волн и вязкостью жидкости. Поэтому она может использоваться только при анализе резервуаров, включающих один или не-

сколько отсеков правильной геометрической формы, не связанных между собой. Кроме того при разработке моделей считалось, что колеса автомобиля катятся по дороге без проскальзывания. Учет особенностей, связанных с трением колес о дорогу, может быть осуществлен в программном комплексе MSC.ADAMS, но в этом случае появляются трудности с установлением причин появления того или иного динамического эффекта из-за обилия параметров модели, которые могут быть выведены в виде графиков либо таблиц.

При построении математических моделей автомобилей принимают, что части динамической системы являются твердыми телами, а каждое такое тело имеет шесть степеней свободы. Каждая степень свободы приводит к дифференциальному уравнению второго порядка, поэтому для математического описания движения автомобиля требуется решение системы из большого числа нелинейных дифференциальных уравнений. Их решение является трудоемким процессом, но во многих случаях не является необходимым. Поэтому важную роль играет построение упрощенных моделей, которое не только уменьшает затраты времени на расчеты, но и облегчает интерпретацию их результатов.

В статье [18] выполнены расчеты процесса торможения на основе анализа упрощенной модели цистерны с жидкостью, представленной в виде системы с двумя степенями свободы, в которой масса колес пренебрежимо мала, а также не учитываются колебания кузова на рессорах. В ходе вычислений установлено, что при экстренном торможении цистерны возможно появление кратковременного периодического проскальзывания колес, обусловленного колебаниями транспортируемого груза. Это может быть причиной потери управляемости автомобиля и возникновения опасной ситуации. Целью представленной работы является анализ целесообразности примененного в [18] упрощения, для чего в модели цистерны приняты во внимание деформирование рессор и инертность колес.

1. Эквивалентная модель для описания колебаний жидкости в цистерне. При моделировании колебаний жидкости в цистернах широко используется дискретно-массовая эквивалентная схема. В ней жидкость заменяется эквивалентным твердым телом, а сила взаимодействия жидкости с емкостью прямо пропорциональна относительному перемещению тела $F_y = cs$. При этом считается, что некоторая часть массы, находящаяся в нижней области емкости, не участвует в колебаниях (рисунок 1).

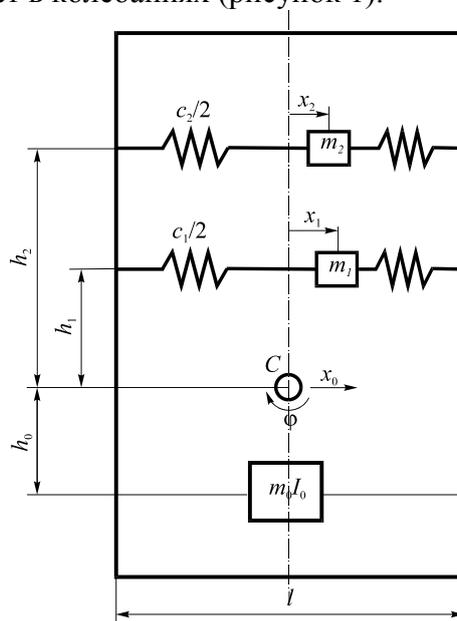


Рисунок 1 – Схема механической модели колебаний жидкости в резервуаре

Параметры названной модели установлены, исходя из характеристик движения жидкости в стационарном резервуаре [19]. При создании этой модели базировались на следующих принципах: эквивалентные массы и моменты инерции должны быть постоянными; центр тяжести при малых колебаниях не перемещается по вертикали; система обладает теми же самыми формами колебаний и создает те же силы взаимодействия, что и реальная жидкость. Если колебания жидкости массой $m_{ж}$ происходят в прямоугольном сосуде с шириной основания l , то масса жидкости m_n , участвующая в колебаниях по форме с номером n и соответствующий ей коэффициент упругости c_n определяются по формулам [19]:

$$m = m_{ж} \cdot 8 \frac{l}{h} \frac{\operatorname{th} \left[(2n-1)\pi \frac{h}{l} \right]}{(2n-1)\pi^3} = m k_n \quad (1)$$

$$c_n = m_{ж} \cdot 8 \frac{g}{\pi^2} \frac{\operatorname{th}^2 \left[(2n-1)\pi \frac{h}{l} \right]}{(2n-1)\pi^2} \quad (2)$$

где h – высота уровня жидкости, м; k_n – коэффициент, равный доле массы m_n от общей массы жидкости.

На рисунке 2 представлены зависимости, демонстрирующие изменение массы эквивалентного груза в функции от высоты уровня жидкости. Из представленных графиков видно, что масса эквивалентного груза, соответствующего второй частоте колебаний, в 10 раз меньше, чем для первой формы. Поэтому при дальнейшем анализе ограничимся учетом подвижности только той части массы жидкости, которая соответствует движению с первой частотой собственных колебаний.

Расчеты продольной динамики автоцистерн при торможении показали, что описанная модель хорошо работает до тех пор, пока свободная поверхность жидкости не достигает потолка емкости. Чтобы адекватно описать дальнейшее поведение жидкости, следует учесть, что центр масс колеблющейся жидкости не может оказаться смещенным от равновесного положения на величину s_{\max} , большую, чем при случае, когда вся жидкость сосредоточена у одного из концов резервуара и ее свободная поверхность вертикальна. Реально такое состояние не может быть достигнуто, так как в этом случае кузов цистерны должен иметь бесконечно большое ускорение. Поэтому при моделировании колебаний жидкости значение коэффициента жесткости нами на основе аппроксимации результатов численных расчетов [20] предложено определять по формуле:

$$\begin{cases} c = c_n & \text{при } s \leq s_0; \\ c = c_n e^{\frac{s-s_0}{3(s_{\max}-s)}} & \text{при } s > s_0, \end{cases} \quad (3)$$

где s_0 – значение координаты s , при котором жидкость достигает потолка, м.

Вид получающейся при этом нелинейной зависимости силы упругости от деформации представлен на рисунке 3. Как оказалось, эта зависимость показывает хорошее соответствие с экспериментом [21].

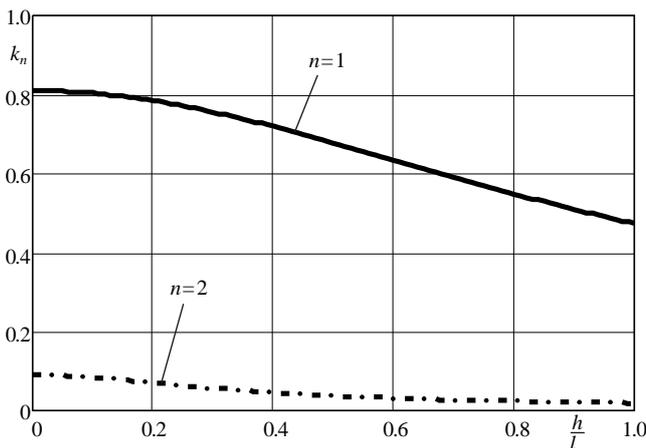


Рисунок 2 – Массы эквивалентных грузов в зависимости от уровня заполнения цистерны

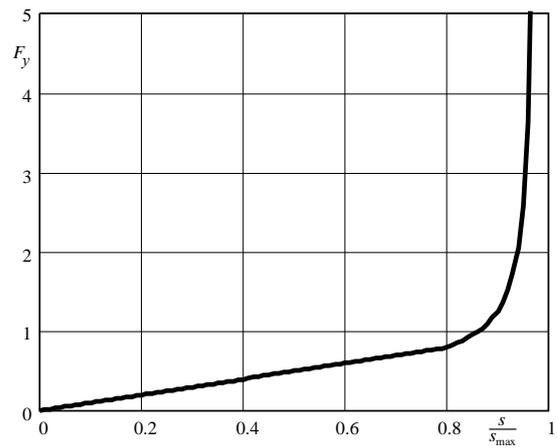


Рисунок 3 – Зависимость модифицированной силы упругости от деформации

С целью учета сил вязкого сопротивления жидкости примем во внимание силы сопротивления, пропорциональные скорости. В таком случае результирующая сила взаимодействия жидкости со стенкой $F_{уд}$ может быть представлена в виде суммы двух слагаемых, учитывающих упругую и диссипативную составляющие силы взаимодействия

$$F_{уд} = cs + \alpha \dot{s}, \quad (4)$$

где α – коэффициент, учитывающий демпфирование колебаний жидкости, кг/с; точка над переменной здесь и далее означает дифференцирование по времени.

В работе [19] автор предлагает определять коэффициент α на основе экспериментов в каждом конкретном случае. Здесь отметим, что большие его значения будут соответствовать резервуарам с проницаемыми перегородками, для которых характерна значительная диссипация энергии жидкости при переходных режимах движения [13].

2. Математическая модель цистерны с жидкостью. Для анализа торможения автоцистерны, перемещающейся по горизонтальной поверхности, представим ее в виде системы, включающей кузов, колеса передней и задней оси, а также транспортируемую жидкость, масса подвижной части которой может быть рассчитана по формуле (1). Расчетная схема представлена на рисунке 4.

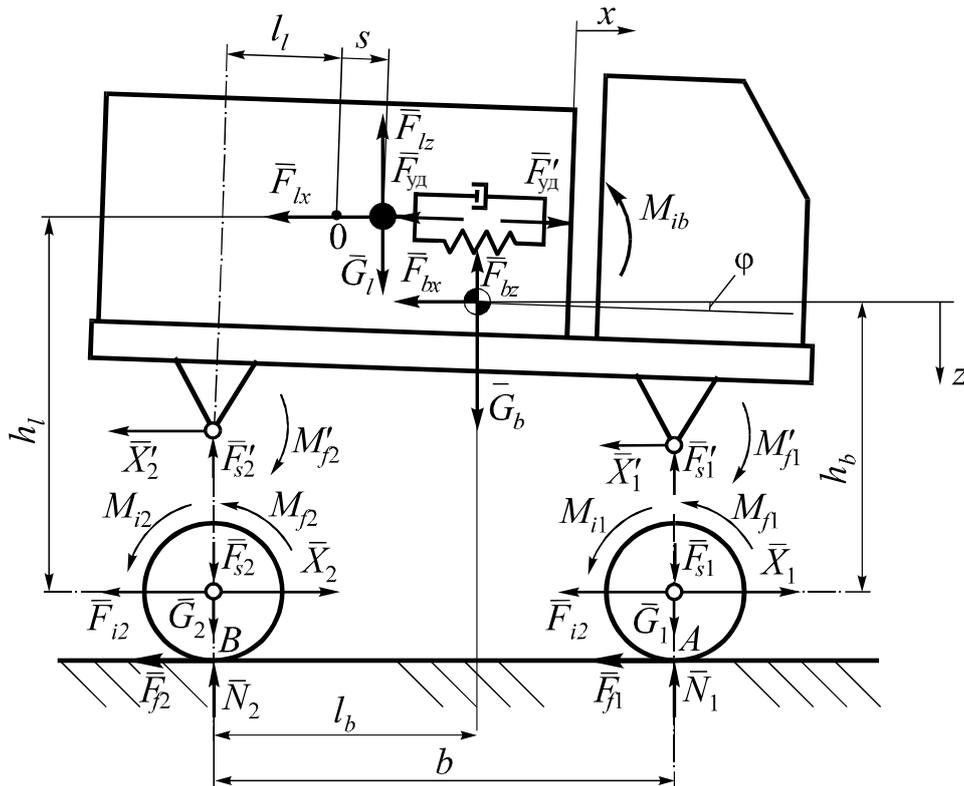


Рисунок 4 – Схема цистерны с эквивалентным жидким грузом

На схеме и в дальнейшем тексте использованы следующие обозначения: m_b, m_l, m_1, m_2 – массы кузова и жидкости, передней и задней оси, кг; I_b, I_1, I_2 – моменты инерции кузова, передней и задней оси, кг·м²; x, z – координаты центра масс кузова в его движении относительно земли, м; s – координата центра масс груза, моделирующего жидкость, в относительном движении, м; начало ее отсчета соответствует положению равновесия груза в кузове, поэтому она соответствует деформации упругого соединения между грузом и кузовом; $\varphi, \varphi_1, \varphi_2$ – углы поворота кузова, колес передней и задней оси, рад; b – база автомобиля, м; l_b, l_1 – расстояния от задней оси до центров тяжести кузова и жидкости в положении равновесия, м; h_b, h_l – вертикальные координаты центров тяжести кузова и жидкости, м; G_b, G_1, G_2 – силы тяжести кузова, передней и задней оси, Н; M_{f1}, M_{f2} – моменты, создаваемые при работе тормозов передней и задней оси, Н·м; F_{f1}, F_{f2} – силы трения между колесами передней и задней оси и дорогой, Н; N_1, N_2 – нормальные реакции дороги для передней и задней оси, Н; X_1, X_2 – горизонтальные силы взаимодействия между осями и кузовом, Н; F_{s1}, F_{s2} – силы, возникающие в рессорах передней и задней оси, Н; $F_{bx}, F_{bz}, F_{lx}, F_{lz}$ – проекции сил инерции кузова и жидкости на оси x и z , Н; F_{i1}, F_{i2} – силы инерции передней и задней оси, Н; M_{ib}, M_{i1}, M_{i2} – моменты сил инерции кузова, передней и задней оси, Н·м.

Силы в рессорах связаны с перемещением кузова зависимостями:

$$F_{s1} = c_1(z_s + (b - l_b)\varphi) \quad (5)$$

$$F_{s2} = c_2(z_s - l_b\varphi). \quad (6)$$

Выражения сил инерции могут быть записаны в виде:

$$F_{bx} = m_b\ddot{x}, \quad (7)$$

$$F_{bz} = m_b\ddot{z}, \quad (8)$$

$$F_{lx} = m_l(\ddot{x} + \ddot{s}), \quad (9)$$

$$F_{lz} = m_l(\ddot{z} - (l_b - l_l - s)\ddot{\phi}), \quad (10)$$

$$F_{i1} = m_1\ddot{x}, \quad (11)$$

$$F_{i2} = m_2\ddot{x}. \quad (12)$$

Аналогично моменты сил инерции:

$$M_{ib} = I_b\ddot{\phi}, \quad (13)$$

$$M_{i1} = I_1\ddot{\phi}_1, \quad (14)$$

$$M_{i2} = I_2\ddot{\phi}_2. \quad (15)$$

Будем считать угол φ малым, т. е. $\sin \varphi = \varphi$, $\cos \varphi = 1$. Тогда в соответствии с принципом Даламбера движение кузова автомобиля и перемещающейся в нем жидкости с учетом соотношений (7) – (15) описывается следующими уравнениями:

$$\begin{cases} F_{\acute{o}a} - m_b\ddot{x} - X_1 - X_2 = 0; \\ m_b\ddot{z} + m_l(\ddot{z} - (l_b - l_l - s)\ddot{\phi}) + F_{s1} + F_{s2} - G_b - G_l = 0; \\ M_{f1} + M_{f2} + X_1b\phi - F_{s1}b + G_b l_b - F_{bx}h_b - F_{bz}l_b + G_l(l_l + s) - F_{lz}(l_l + s) - F_{lx}h_l - I_b\ddot{\phi} = 0; \\ m_l(\ddot{s} + \ddot{x}) + F_{\acute{o}a} = 0. \end{cases} \quad (16)$$

Уравнения движения передней и задней осей

$$\begin{cases} m_1\ddot{x} - X_1 + F_{f1} = 0; \\ N_1 - F_{s1} - G_1 = 0; \\ I_1\ddot{\phi}_1 + M_{f1} - F_{f1}r = 0; \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} m_2\ddot{x} - X_2 + F_{f2} = 0; \\ N_2 - F_{s2} - G_2 = 0; \\ I_2\ddot{\phi}_2 + M_{f2} - F_{f2}r = 0, \end{cases} \quad (18)$$

где r – радиус шины.

В процессе торможения возможно качение колес по поверхности и с проскальзыванием, и без него. Поэтому следует учесть, что в общем случае значения сил трения сцепления между шиной и дорогой не могут превышать произведения коэффициента трения на нормальную реакцию:

$$F_{f1} \leq fN_1, \quad (19)$$

$$F_{f2} \leq fN_2. \quad (20)$$

Точно также при работе дискового тормоза максимальные моменты на передних и задних колесах автомобиля $M_{1\max}$ и $M_{2\max}$, обусловленные техническими характеристиками тормозов, реализуются только в случае скольжения накладок по тормозным дискам. При движении колеса юзом возможна ситуация, при которой момент торможения меньше максимального, поэтому должны выполняться условия

$$M_{f1} \leq M_{1\max}, \quad (21)$$

$$M_{f2} \leq M_{2\max}. \quad (22)$$

Таким образом, расчет торможения автоцистерны строится на основе решения дифференциальных уравнений (16) – (18) с учетом соотношений (4) – (6), (19) – (22).

Как показали дальнейшие вычисления, выполненные в среде пакета MathCAD, наличие неравенств (19) – (22) приводит к неадекватным результатам расчета обобщенных ускорений или расходимости решения системы нелинейных уравнений на отдельных временных интервалах при использовании встроенной функции Find. Как оказалось, такая ситуация связана с нелинейностью, обусловленной необходимостью выбора значений сил трения из двух возможных вариантов, первый из которых соответствует движению с проскальзыванием, а второй – без. Проблем удалось избежать путем применения функции Minerr.

3. Результаты расчетов. На основе представленных зависимостей выполнены расчеты торможения цистерны на шасси МАЗ-437041. Параметры модели взяты из [18]. Максимальные тормозные моменты, возникающие при работе тормозных колодок шасси, приняты равными $M_{1\max} = 7000 \text{ N}\cdot\text{m}$ для передней оси и $M_{2\max} = 2800 \text{ N}\cdot\text{m}$ для задней.

В результате численного решения, проведенного для значений коэффициента α 1000–20000 кг/с изменение тормозного пути не превышает 1 %, что полностью соответствует результатам расчетов по модели с нулевой массой колес [18].

Учет массы колес и деформаций рессор не привел к заметному изменению параметров колебаний жидкого груза. Наибольшее влияние на перемещение и скорость центра масс жидкости оказывает коэффициент α . При значениях этого коэффициента, больших 20000 кг/с, которое может быть достигнуто установкой перфорированных перегородок [13], движение жидкого груза становится аperiодическим.

Расчеты, выполненные для случаев, учитывающих массу колес и деформации рессор, подтвердили результат, полученный ранее на упрощенной модели [18]. При малых значениях коэффициента α (резервуар без перегородок) происходит чередование режимов движения колес с проскальзыванием и без него. Учет дополнительных факторов приводит к незначительному изменению зависимостей сил трения передних колес от времени, которое проявляется на участках движения колес с проскальзыванием (Рисунок 5). Для задних колес учет их массы позволил уточнить характер зависимости сил трения от времени, поскольку расчеты, выполненные на основе упрощенной модели демонстрировали постоянное значение этих сил для широкого диапазона коэффициентов α (Рисунок 6).

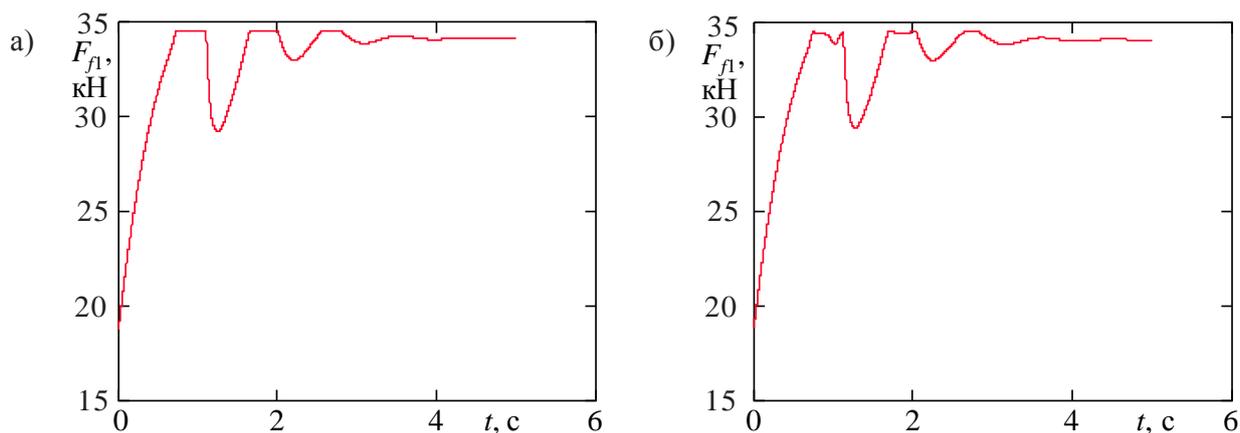


Рисунок 5 – Силы трения на передних колесах для $\alpha = 5000 \text{ кг/с}$:
 а) расчет без учета массы колес; б) расчет с учетом массы колес

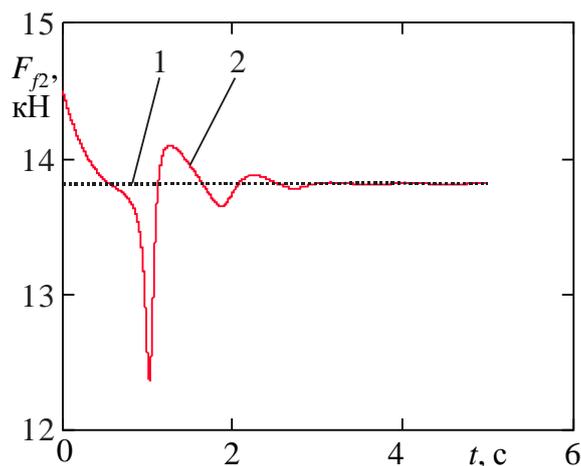


Рисунок 6 – Силы трения на задних колесах для $\alpha = 5000$ кг/с:
1 – расчет без учета массы колес; 2 – расчет с учетом массы колес

Расчеты продемонстрировали, что учет деформаций рессор автомобиля несущественно влияет на колебания значений сил трения между колесами и дорогой. Изменение значений названных сил, обусловленное сменой режимов движения колес с проскальзыванием и без него может приводить к ухудшению управляемости автомобиля и его опрокидыванию. Кроме того, скачкообразное изменение сил трения приводит к толчкам, ухудшающим условия работы водителя. Увеличение коэффициента α , которое может быть достигнуто установкой проницаемых перегородок, ведет к плавному изменению сил трения.

В тех случаях, когда установка перфорированных перегородок в существующих цистернах невозможна, водителям при транспортировке частично заполненных цистерн можно рекомендовать использование частичного (плавного) торможения с целью уменьшения амплитуд колебаний жидкого груза. Это позволит не допустить переход колес в режим движения с проскальзыванием.

Заключение. В ходе выполнения работы установлено, что усложнение модели, описывающей колебания цистерны, частично заполненной жидкостью, связанное с учетом массы колес и деформаций рессор, не приводит к существенному изменению результатов определения кинематических параметров движения и сил, действующих в контакте колес с дорогой. Также подтверждено, что при торможении автоцистерны, перегородки которой незначительно демпфируют колебания жидкости, происходит чередование режимов движения колес с проскальзыванием и без него, которое может стать причиной аварии.

При разработке аналитических и компьютерных моделей автоцистерн рациональное упрощение расчетных моделей дает возможность осуществления оптимизационных расчетов с целью обеспечения лучших эксплуатационных свойств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пожарная техника / М.Д. Безбородько [и др.]. – М.: ВИПТШ, 1989. – 334 с.
2. Гончаров, А.Н. Предупреждение чрезвычайных ситуаций при транспортировке опасных грузов / А.Н. Гончаров, О.В. Жариков // Чрезвычайные ситуации: Теория. Практика. Инновации: сб. материалов науч.-практ. конф. – Гомель: ГВКИУ, 2002. – С. 173–177.
3. Защита окружающей среды Европы: Третья оценка. – Копенгаген: Европейское агентство по охране окружающей среды, 2004. – 342 с.
4. Кулаковский, Б.Л. Исследование поведения жидкости в емкости автоцистерны в дорожных условиях / Б.Л. Кулаковский // Пожарная техника и тушение пожаров: сб. тр. / ВНИИПО МВД СССР. – М., 1979. – № 18. – С. 10–16.
5. Кавтырев, А.В. О тормозной динамике пожарных автоцистерн / А.В. Кавтырев, А.М. Краснобельмов // Пожарная техника и тушение пожаров: сб. тр. / ВНИИПО. – М., 1981. – С. 144–147.
6. Mallikarjunarao, C. Tank trailer stability analysis / C. Mallikarjunarao, P.S. Fancher // Ann Arbor: Highway Safety Research Institute, 1979. – 153 p.
7. Черноусько, Ф.Л. Движение твердого тела с полостями, содержащими вязкую жидкость / Ф.Л. Черноусько. – М.: Вычислительный центр АН СССР, 1968. – 230 с.

8. Bauer, H.F. Liquid sloshing in a cylindrical quarter tank / H.F. Bauer // *AIAA Journal*. – 1963. – Vol. 1, № 11. – P. 2601–2606.
9. Ibrahim, R.A. *Liquid sloshing dynamics: Theory and applications* / R.A. Ibrahim. – Cambridge: Cambridge University Press, 2005. – 948 p.
10. Высоцкий, М.С. Динамика автомобильных и железнодорожных цистерн / М.С. Высоцкий, Ю.М. Плескачевский, А.О. Шимановский. – Минск: Белавтотракторостроение, 2006. – 320 с.
11. Cheli, F. Simulation of Sloshing in Tank Tracks / F. Cheli, V. D'Alessandro, A. Premoli, E. Sabbioni // *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. – 2013. – Vol. 20. – P. 11–18.
12. Liu, K. Simulation of liquid slosh in braking process of tank truck / K. Liu, N. Kang // *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*. – 2009. – Vol. 35. – P. 799–803.
13. Shimanovsky, A. Modeling of Newtonian and Non-Newtonian liquid sloshing in road tanks while braking / A. Shimanovsky, M. Kuzniatsova, A. Sapietová // *Applied Mechanics and Materials*. – 2014. – Vol. 611. – P. 137–144.
14. Dai, L. A new non-linear approach to analyzing the dynamic behavior of tank vehicles subjected to liquid sloshing / L. Dai, L. Xu, B. Setiawan // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. – 2005. – Vol. 219. – P. 75–86.
15. Deng, X. Equivalent mechanical models of tuned liquid dampers with different tank geometries / X. Deng, M.J. Tait // *Canadian Journal of Civil Engineering*. – 2008. – Vol. 35. – P. 483–495.
16. Ranganathan, R. Impact of liquid shift on the braking characteristics of partially filled tank vehicles / R. Ranganathan, Y.S. Yang // *Vehicle system dynamics*. – 1996. – Vol. 26. – P. 223–240.
17. Гриднев, С. Ю. Использование механического аналога жидкости для моделирования колебаний автоцистерны при разгоне и торможении / С. Ю. Гриднев, А. Н. Будковой // *Научный вестник ВГАСУ. Строительство и архитектура*. – 2011. – № 1. – С. 98–106.
18. Кузнецова, М.Г. Анализ влияния перемещения жидкого груза в резервуарах цистерн на кинематические и динамические параметры автомобиля при торможении / М.Г. Кузнецова // *Актуальные вопросы машиноведения*. – 2014. – № 3. – С. 201–204.
19. Dodge, F.T. *The new «Dynamic behavior of liquids in moving containers»* / F.T. Dodge. – San Antonio: Southwest Research Institute, 2000. – 195 p.
20. Шимановский А.О. Модифицированная дискретно-массовая модель цистерны с жидкостью / А.О. Шимановский // *Механика, научные исследования и учебно-методические разработки*. – 2011. – Вып. 5. – С. 163–165.
21. Гриднев, С.Ю. Моделирование колебаний балочных систем при переходных режимах движения транспортных средств с жидкими грузами / С.Ю. Гриднев, А.Н. Будковой // *Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура*. – 2014. – № 4 (36). – С. 113–125.

PECULIARITIES OF MATHEMATICAL MODELS' CREATING FOR THE ROAD TANKS AT SIMULATIONS OF THEIR DYNAMICS

Alexandr Shimanovsky, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,
Educational Establishment «Belarusian State University of Transport», Gomel, Belarus

Purpose. The paper analyzes the principles of mathematical models' creating for the road tanks allowing to facilitate the results' interpretation and to decrease the time spent on computations.

Methods. Analysis of liquid cargo oscillations in the tank reservoir was performed with the use of the equivalent rigid body model, coupled with the reservoir by the viscoelastic element. The dynamic equations for the motion of a system of bodies were composed taking into account the characteristics of friction in the brake system and the possibility of slippage between the wheels and the road.

Findings. It was established taking into consideration the mass of the wheels and spring deformations do not lead to the significant increase in the accuracy of the kinematic and dynamic parameters calculations for the case of the road tank braking. It was confirmed the earlier detected effect of changing modes of wheels rolling with and without slipping for the case of automobile emergency braking.

Application field of research. The obtained results can be applied for improving the braking systems of road tanks, as well as for the drivers' training in safe driving.

Conclusions. Rational simplification of computational models allows to implement the optimization calculations at tanks' analytical and computer models development in order to ensure the best operational properties of the road tank partially filled with liquid.

Keywords: road tank; braking; equivalent mechanical model; rolling with slipping.

(The date of submitting: May 17, 2016)

REFERENCES

1. Bezborod'ko M.D. [i dr.]. *Pozharnaya tekhnika* [Fire engineering]. M.: VIPTSh, 1989. 334 p. (rus)
2. Goncharov A.N., Zharikov O.V. Preduprezhdenie chrezvychaynykh situatsiy pri transportirovke opasnykh gruzov [Prevention of emergencies during transport of dangerous goods]. *Chrezvychaynye situatsii: Teoriya. Praktika. Innovatsii: sb. materialov nauch.-prakt. konf.* Gomel': GVKIU, 2002. Pp. 173–177. (rus)
3. *Zashchita okruzhayushchey sredy Evropy: Tret'ya otsenka.* Kopenhagen: Evropeyskoe agentstvo po okhrane okruzhayushchey sredy, 2004. 342 p.
4. Kulakovskiy B.L. Issledovanie povedeniya zhidkosti v emkosti avtotsterny v dorozhnykh usloviyakh [Study of liquid behavior in tanker capacity for road conditions]. *Pozharnaya tekhnika i tushenie pozharov: sb. tr.* VNIPO MVD SSSR. Moscow, 1979. No. 18. Pp. 10–16. (rus)
5. Kavtyrev A.V., Krasnobel'mov A.M. O tormoznoy dinamike pozharnykh avtotstern [About fire tank trucks braking dynamics]. *Pozharnaya tekhnika i tushenie pozharov: sb. tr.* VNIPO. Moscow, 1981. Pp. 144–147. (rus)
6. Mallikarjunarao C., Fancher P.S. *Tank trailer stability analysis.* Ann Arbor: Highway Safety Research Institute, 1979. 153 p.
7. Chernous'ko, F.L. *Dvizhenie tverdogo tela s polostyami, sodержashchimi vyazkuyu zhidkost'* [Motion of rigid body with cavities containing a viscous liquid]. Moscow: Vychislitel'nyy tsentr AN SSSR, 1968. 230 p. (rus)
8. Bauer, H.F. Liquid sloshing in a cylindrical quarter tank. *AIAA Journal.* 1963. Vol. 1, № 11. Pp. 2601–2606.
9. Ibrahim, R.A. *Liquid sloshing dynamics: Theory and applications.* Cambridge: Cambridge University Press, 2005. 948 p.
10. Vysotskiy M.S., Pleskachevskiy Yu.M., Shimanovskiy A.O. *Dinamika avtomobil'nykh i zheleznodorozhnykh tsistern* [Dynamics of automobile and railway tanks]. Minsk: Belavto-traktorostroenie, 2006. 320 p. (rus)
11. Cheli F.,'Alessandro V. D, Premoli A., Sabbioni E. Simulation of Sloshing in Tank Tracks. *International Journal of Heavy Vehicle Systems.* 2013. Vol. 20 Pp. 11–18.
12. Liu K., Kang N. Liu K., Kang N. Simulation of liquid slosh in braking process of tank truck. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics.* 2009. Vol. 35. Pp. 799–803.
13. Shimanovsky A., Kuzniatsova M., Sapietová A. Modeling of Newtonian and Non-Newtonian liquid sloshing in road tanks while braking. *Applied Mechanics and Materials.* 2014. Vol. 611. Pp. 137–144.

14. Dai L., Xu L., Setiawan B. A new non-linear approach to analyzing the dynamic behavior of tank vehicles subjected to liquid sloshing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2005. Vol. 219. Pp. 75–86.
15. Deng X., Tait M.J. Equivalent mechanical models of tuned liquid dampers with different tank geometries. *Canadian Journal of Civil Engineering*. 2008. Vol. 35. Pp. 483–495.
16. Ranganathan R., Yang Y.S. Impact of liquid shift on the braking characteristics of partially filled tank vehicles. *Vehicle system dynamics*. 1996. Vol. 26. Pp. 223–240.
17. Gridnev S. Yu., Budkovoy A. N. Ispol'zovanie mekhanicheskogo analoga zhidkosti dlya modelirovaniya kolebaniy avtotsisterny pri razgone i tormozhenii [Using a liquid mechanical analogue to simulate tanker oscillation during acceleration and braking]. *Nauchnyy vestnik VGASU. Stroitel'stvo i arkhitektura*. 2011. No. 1. Pp. 98–106. (rus)
18. Kuznetsova M.G. Analiz vliyaniya peremeshcheniya zhidkogo gruzha v rezervuarakh tsistern na kinematicheskie i dinamicheskie parametry avtomobilya pri tormozhenii [Analysis of liquid cargo movement in road tanks reservoirs influence on the automobile kinematic and dynamic parameters at its braking]. *Aktual'nye voprosy mashinovedeniya*. 2014. No. 3. Pp. 201–204. (rus).
19. Dodge F.T. *The new "Dynamic behavior of liquids in moving containers"*. San Antonio: Southwest Research Institute, 2000. 195 p.
20. Shimanovskiy A.O. Modifitsirovannaya diskretno-massovaya model' tsisterny s zhidkost'yu [Modified discrete-mass model of tank with liquid]. *Mekhanika, nauchnye issledovaniya i uchebno-metodicheskie razrabotki*. 2011. Vol. 5. Pp. 163–165. (rus)
21. Gridnev S.Yu., Budkovoy A.N. Modelirovanie kolebaniy balochnykh sistem pri perekhodnykh rezhimakh dvizheniya transportnykh sredstv s zhidkimi gruzami [Modelling of fluctuations of beam systems at the transitional modes of the movement of vehicles carrying liquids]. *Nauchnyy vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo arkhitekturno-stroitel'nogo universiteta. Stroitel'stvo i arkhitektura*. 2014. No. 4 (36). Pp. 113–125. (rus)