



О нагруженности котла цистерны при гидроударе



Сергей БЕСПАЛЬКО
Sergey V. BESPALKO

Сергей АНДРИЯНОВ
Sergey S. ANDRIYANOV



Вячеслав БОГАЧЕВ
Vyacheslav I. BOGACHEV

Беспалько Сергей Валерьевич — доктор технических наук, профессор Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия.

Андрьянов Сергей Сергеевич — кандидат технических наук, начальник отдела методического обеспечения МИИТ, Москва, Россия.

Богачев Вячеслав Иванович — аспирант МИИТ, Москва, Россия.

On Loading of a Tank Car Shell under Hydraulic Impact
(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p. 206)

Предложена математическая модель маневрового соударения вагона-цистерны, учитывающая возможность установки автосцепных устройств с поглощающими аппаратами различных типов, колебания перевозимого жидкого груза в котле при неполном наливе и вероятность появления гидроудара. Расчетным путем подобраны рациональные параметры и форма днища котла цистерны, которые позволяют увеличить ее грузоподъемность и объем котла. Определены научно обоснованные ограничения для скоростей соударения при некоторых видах маневровых операций с цистернами для обеспечения безопасных условий, минимизации экологических рисков.

Ключевые слова: железная дорога, экологическая безопасность, цистерна, котел, днище, гидроудар, вариационный метод, метод конечных элементов.

Для создания современных конструкций вагонов-цистерн требуется внедрение в практику более совершенных инженерных расчётов, методов оценки нагруженности котлов цистерн при действии различных динамических сил, возникающих в процессе эксплуатации и выполнения маневровых операций. В последнем случае наиболее нагруженной частью котла является его днище, максимальное давление на которое со стороны жидкого груза при определенных скоростях соударения определяется величиной гидравлического удара. Учитывая, что маневровые работы, несмотря на требования правил технической эксплуатации, по ряду причин по-прежнему выполняются с превышением скорости соударения, величина этого давления будет довольно велика.

Соударения с высокими скоростями часто приводят к повреждению вагонов. Повреждения, приводящие к разливу перевозимого в цистернах опасного груза, наносят вред окружающей среде и могут представлять угрозу жизни и здоровью людей.

Методы исследования. С математической точки зрения движение жидкости в котле цистерны описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений гидродинамики с частными производными, аналитические решения которой в ряде случаев до сих пор не получены. Поэтому в инженерной практике применяются методы, основанные на использовании гипотез, упрощающих исходные построения. Полученные таким образом уравнения решаются спектральными или численными методами. Кроме того, широко применяются способы, опирающиеся на модели механического аналога жидкого груза [1, 2]. Влияние жидкости на динамику и нагруженность котла учитывается при помощи гидродинамических коэффициентов, определяемых различными теоретическими и полумпирическими методами. Расчёт коэффициентов довольно сложен и, конечно, приходится их корректировать при изменении уровня заполнения котла.

В прикладной математике разработаны различные численные методы решения нелинейных уравнений гидродинамики. Некоторые из них лежат в основе коммерческих пакетов программ, наиболее известными из которых являются STAR-CD, FLUENT, ANSYS CFX и отечественный FlowVision.

Известны работы учёных Белорусского государственного университета транспорта (г. Гомель), которые применяли способ решения задачи нагруженности котлов железнодорожных цистерн, описанный в [3, 4]. Однако при этом требуются значительные вычислительные ресурсы ЭВМ, иначе затраты времени на расчёт будут значительными. Иными словами, при проектировании, когда требуется проведение многовариантных расчётов, такой способ становится очень трудоёмким.

В МИИТ на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» при моделировании движения жидкости в котле цистерны был применен гидравлический подход, основанный на уравнениях «мелкой воды», интегрирование которых выполнялось методом характеристик [5, 6]. При этом не возникают указанные проблемы. В нашей статье используется тот же подход, но при интегрировании уравнений применен вариационный метод.

Расчёт прочности конструкции котла будем выполнять методом конечных элементов

(МКЭ), наиболее эффективным из существующих способов.

Цели и задачи. Для достижения поставленной цели решались две главные задачи.

а) Исследование воздействия жидкого груза в виде давлений на днища котла цистерны при маневровом соударении с различными скоростями, что предполагает: 1) моделирование соударения цистерны при маневровых операциях; 2) моделирование работы амортизаторов удара поглощающих аппаратов, установленных на вагоне; 3) моделирование поведения жидкого груза в неподвижном котле; 4) моделирование процесса гидроудара, возникающего в котле при определенных условиях.

б) Исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) днищ котла цистерны с привлечением в качестве исходных данных значений определенных ранее давлений, что предполагает создание расчетной модели котла и изучение ожидаемых её свойств при действии приложенной нагрузки.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СОУДАРЕНИЯ ЦИСТЕРНЫ

Было рассмотрено несколько вариантов маневрового соударения цистерны: удар исследуемого вагона-цистерны в неподвижный недеформируемый упор (схема № 1), удар цистерны в упор через промежуточный вагон (схема № 2) и удар в свободно стоящий на прямолинейном участке пути вагон (схема № 3).

Маневровое соударение вагонов представлялось одномассовыми моделями, соединенными упругими связями. При этом учитывалось, что поглощающие аппараты установлены последовательно с упругими элементами вагонов, то есть упругие свойства конструкций демонстрировались тогда, когда происходило закрытие поглощающих аппаратов. Предполагалось также, что деформации элементов вагонов подчиняются закону Гука. Силы инерции деталей межвагонных связей и вязкое трение в связях во внимание не принимались. Действие жидкого груза на котёл задавалось через величины горизонтальных проекций суммарного давления жидкости на левое и правое днища.

Реакции связи определялись зависимостями, которые характеризуют работу амортизатора удара поглощающего аппарата, установленного на вагоне.





МОДЕЛИРОВАНИЕ АМОРТИЗАТОРОВ УДАРА

В настоящее время все цистерны для перевозки опасных грузов должны быть оборудованы поглощающими аппаратами не ниже класса Т 2 по ОСТ 32.175-2001. Нами смоделирована работа двух таких аппаратов производства «ЛЛМЗ-КАМАХ»: 73ZW класса Т 2 с конструктивным ходом 90 мм и 73ZWY2 класса Т 3 с конструктивным ходом 110 мм.

При этом использована математическая модель, предложенная в [5]. Она построена с помощью анализа свойств амортизатора поглощающего аппарата и учитывает усилие начальной затяжки, упругие свойства амортизатора, сухое трение и вязкое трение (вследствие перетекания эластомера при сжатии поглощающего аппарата).

Параметры математической модели были определены на основе экспериментальных силовых характеристик аппаратов по данным ВНИИЖТ [5].

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЖИДКОГО ГРУЗА

При соударении одиночной цистерны с другим вагоном на величины сил, действующих на котел, влияют в основном продольные колебания жидкого груза. Поэтому целесообразно было рассматривать только продольное движение жидкости в котле. Математическая модель колеблющейся жидкости в котле цистерны построена на базе уравнений теории «мелкой воды» в предположении, что жидкость идеальная и несжимаемая, с постоянной плотностью [7]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - gh_0 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} &= -h_0 \frac{\partial a}{\partial x}; \\ \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - gh_0 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} &= a, \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где $w = h - h_0$ — отклонение данной точки свободной поверхности от начального уровня;

$v = \int_0^t u dt$ — перемещение поперечного сече-

ния вдоль оси котла; u — скорость продольного движения жидкости, одинаковая во всех точках одного поперечного сечения в соответствии с теорией «мелкой воды»; $h = h(x, t)$ — уравнение свободной поверхности жидкости; h_0 — уровень свободной поверхности жидкости в невозмущенном состоянии; g — ускоре-

ние свободного падения; x — продольная координата котла; t — время.

Начальные условия имеют следующий вид: $t = 0$; $v = 0$; $w = 0$.

Для решения системы уравнений применен вариационный метод [7], благодаря чему система (1) распадается на m отдельных, не связанных между собой уравнений:

$$\frac{d^2 v_m}{dt^2} + \omega_m^2 v_m = \frac{2}{l} \int_0^l a \sin \frac{m\pi x}{l} dx, \quad (2)$$

где $\omega_m = \frac{m\pi}{l} \sqrt{gh_0}$ — собственная частота.

Если $a(x) = \text{const}$, после интегрирования получим

$$\text{— при } m = 1, 3, 5: \frac{d^2 v_m}{dt^2} + \omega_m^2 v_m = \frac{4}{m\pi} a; \quad (3)$$

$$\text{— при } m = 2, 4, 6: \frac{d^2 v_m}{dt^2} + \omega_m^2 v_m = 0. \quad (4)$$

Начальные условия имеют вид:

$$t = 0; v_m = 0; \frac{dv_m}{dt} = 0. \quad (5)$$

Исходя из вида начальных условий (5), уравнения (4) будут иметь решения, тождественно равные нулю. Поэтому отыскивались решения уравнений (3) численным методом Эйлера.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГИДРОУДАРА

При определении гидродинамической нагруженности котла цистерны в математической модели колебаний жидкого груза учитывалась величина давления гидроудара. Результаты исследования о распространении изменения давления жидкого груза в котле железнодорожной цистерны при гидроударе опубликованы в [8]. При этом использовано решение дифференциальных уравнений для процесса гидравлического удара, полученное Н. Е. Жуковским:

$$P_{y\partial} = \rho |u_{zp}| c, \quad (6)$$

где u_{zp} — скорость притока жидкости к границе заполненной области, равная по модулю скорости перемещения границы и направленная в противоположную сторону; c — скорость движения фронта волны; ρ — плотность жидкости.

Скорость движения фронта волны:

$$c = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho \left(1 + \frac{D}{e} \cdot \frac{E_{ж}}{E} \right)}}, \quad (7)$$

Таблица 1

Допускаемые скорости соударения и давления на днища при действии максимальной продольной нагрузки

Тип поглощающего аппарата	Номер схемы соударения	Максимально допустимая скорость удара, м/с	Давление гидроудара на днище, МПа	
			левое	правое
73ZW	1	1,67	0,37	0,21
	2	3,32	0,37	0,38
	3	3,56	0,38	0,39
73ZWY2	1	1,97	0,37	0,21
	2	3,67	0,32	0,38
	3	3,94	0,36	0,38

где $E_{ж}$ — модуль объемной упругости жидкости; E — модуль упругости материала котла; D — внутренний диаметр цилиндрической части котла; e — толщина стенок котла.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ СОУДАРЕНИЯ

Математическая модель маневрового соударения железнодорожной цистерны с учётом колебаний жидкого груза реализована в программном приложении, созданном в интегрированной среде разработки Borland C++Builder.

Достоверность результатов применения программы подтверждена сравнением с результатами экспериментальных исследований и расчетами других авторов [1, 2]. Сходство результатов можно считать удовлетворительным.

С помощью программы был исследован процесс маневрового соударения цистерны модели 15–1443 для перевозки бензина и светлых нефтепродуктов по трем вариантам схем.

Цистерна имела нормативный налив 98%, а вагон в подпоре (схема № 2) и свободно стоящий вагон (схема № 3) предполагались заполненными (масса брутто 92 т). При расчетах рассматривался котел, заполненный нефтью плотностью $\rho=827\text{ кг/м}^3$, для которой модуль объемной упругости $E_{ж}=2100\text{ МПа}$. Варьировалась скорость соударения, при этом в качестве поглощающих аппаратов использовались модели класса Т2 и Т3-73ZW и 73ZWY2.

По результатам расчётов получены и проанализированы зависимости максимальных усилий в автосцепке и давлений жидкого груза на днища цистерны от скорости соударения. По условию прочности при действии максимальной продольной нагрузки [9] определены величины допустимых скоростей со-

ударения и максимальных давлений жидкого груза на днища, возникающих при этих скоростях. Эти данные сведены в таблицу 1.

ИССЛЕДОВАНИЕ НДС ДНИЩ КОТЛА

Напряженно-деформированное состояние днищ котла будем определять с применением программного комплекса MSC.NASTRAN, реализующего МКЭ [10]. Расчетная схема представляет собой конечно-элементную модель котла, в которой учитывалась симметрия относительно поперечной вертикальной плоскости, то есть рассматривалась половина емкости, получаемая при рассечении этой плоскостью. При построении конечно-элементной схемы использовались двумерные конечные элементы четырехугольной и треугольной формы (у полюса днища). Граничные условия (связи) вводились с учётом симметрии конструкции. Подробное описание модели приведено в [11].

Исследование НДС днищ котла цистерны проводилось в несколько этапов. На первом был сделан выбор рациональных параметров днища котла: конструктивной формы (очертания меридиана), вылета, толщины.

Аналогичное исследование при действии давления 0,4 МПа проиллюстрировано в [11]. Однако в соответствии с [9] необходимо при оценке прочности котла выполнять расчет на максимальное расчетное давление:

$$P = P_1 + P_2, \tag{8}$$

где $P_1 = 0,147\text{ МПа}$ — давление паров жидкости, которое принимают по величине регулировки предохранительного клапана для цистерны модели 15-1443; $P_2 = N \frac{Q_{ж}}{Q_{гр} S}$ — давле-

ние гидроудара; $Q_{ж}$ — масса жидкости в котле; $Q_{гр}$ — масса вагона брутто; S — площадь попе-



Таблица 2

Зависимость объема котла и грузоподъемности от вылета днища

Вылет днища, м	Форма днища	Объем котла, м ³	Грузоподъемность, т
0,48	суперэллипс	74,26	60,837
0,48	эллипс	73,83	60,487
0,61	эллипс	73,1	60,000

Таблица 3

Допускаемые скорости соударения по условию прочности котла

Тип поглощающего аппарата	Номер схемы соударения	Допустимая скорость удара, м/с	Давление на днище, МПа	
			левое	правое
73ZW	1	1,66	0,487	0,347
	2	3,23	0,487	0,507
	3	3,43	0,507	0,507
73ZWY2	1	1,96	0,507	0,347
	2	3,57	0,427	0,507
	3	3,83	0,477	0,507

речного сечения днища; N — максимальная сила удара.

Таким образом, по первому расчетному режиму [9] следует оценивать прочность котла цистерны модели 15–1443 от внутреннего давления:

$$P = 0,147 + 3,5 \cdot \frac{60}{83,2 \cdot 3,14 \cdot 1,5^2} = 0,504 \text{ МПа.}$$

Результаты расчетов показали, что характер зависимостей максимальных напряжений в днище от вылета и распределение напряжений в днищах с различной величиной вылета, полученных в [11], сохраняется, но величины вылета уточняются.

Оказалось, что при величине вылета эллиптической части днища 0,48 м максимальные эквивалентные напряжения составляют 284,8 МПа (приводимые в дальнейшем величины должны восприниматься как вылеты именно эллиптической части днища). Указанное значение вылета было принято рациональным по условию прочности.

Варьирование толщиной днища привело к тому, что при толщине листов 13 мм у днища с вылетом 0,45 м есть возможность дополнительно понизить величину максимальных эквивалентных напряжений с 385,7 до 292,3 МПа, и следовательно, принять этот вариант котла за рациональный. Однако вопрос использования таких днищ для нефтебензиновых цистерн остается дискуссионным, поскольку трудно избежать увеличения металлоемкости конструкции.

На втором этапе выполнено исследование о влиянии возможных очертаний меридиана днища на НДС котла при действии максимального расчетного давления 0,504 МПа. В [11] было предложено очертание меридиана днища описывать уравнением обобщенного суперэллипса, которое имеет вид:

$$\left| \frac{x}{a} \right|^m + \left| \frac{y}{b} \right|^n = 1, \quad (9)$$

где $a = 0,48$ м — оптимальное из условия прочности значение вылета днища; $b = 1,5$ м — радиус цилиндрической части котла; m, n — положительные числа, большие 1.

С целью сравнительного анализа исследовались варианты днищ, меридиан которых задавался уравнением (9). В [11] было показано, что наибольшие напряжения в днище возникают в местах резкого изменения кривизны меридиана, и наиболее рациональным по условию прочности вариантом меридиана будет кривая, которая близка к эллипсу, но ее кривизна, нельзя не учитывать, в стыке при переходе от цилиндра к эллипсоиду не изменяется скачком. В этой связи рассматривались кривые, для которых показатель m степени варьировался в интервале 2–3 при постоянном $n = 2$. Для этих значений m характерно, что кривизна образующей в виде суперэллипса в зоне перехода к цилиндрическому участку обращается в ноль. В результате наиболее рациональным по условию прочности оказался вариант кривой с параметрами $m = 2,7$ и $n = 2$.

Чтобы нагляднее представить себе эффект от уменьшения вылета днища и формы его меридиана, для цистерны модели 15–1443 были определены такие важные технико-экономические показатели, как объем котла и грузоподъемность вагона. По результатам расчётов, приведенных в таблице 2, получены зависимости объема и грузоподъемности от вылета днища.

На третьем этапе в рамках конечно-элементной модели выполнены исследования НДС днища котла с рациональным очертанием меридиана. В качестве исходных данных использовались величины давлений гидроудара, определенные при помощи разработанной программы маневрового соударения. Дополнительный учёт давления паров жидкости позволил найти максимально допустимые скорости соударения по условию прочности котла (таблица 3).

ВЫВОДЫ

1. Предложена математическая модель маневрового соударения вагона-цистерны, учитывающая возможность установки на вагоне автосцепных устройств с поглощающими аппаратами различных типов, колебания перевозимого жидкого груза в котле при неполном наливе, а также появление гидроудара.

2. На базе предложенной математической модели в среде Borland C++ Builder разработана программа моделирования маневрового соударения железнодорожной цистерны, заполненной жидким грузом.

3. Определены допускаемые скорости соударения цистерны с нормативным наливом котла исходя из условия прочности при действии максимальной продольной нагрузки для трех схем соударения с учётом возможности установки на цистерне поглощающих аппаратов различных типов.

4. Исследовано напряженно-деформированное состояние эллиптического днища котла цистерны модели 15–1443 при действии внутреннего давления с применением специализированного программного комплекса, реализующего МКЭ.

5. Обоснован выбор рациональных параметров днища котла, выполнен анализ его возможных конструктивных форм.

6. Найдена форма меридиана днища, позволяющая более рационально использовать полезный объем котла. Полученные результаты уточняют результаты ранее проведенных исследований.

7. Определены допускаемые по условию прочности котла скорости маневрового удара.

ЛИТЕРАТУРА

1. Богомаз Г. И. Динамика железнодорожных вагонов-цистерн. — Киев: Наукова думка, 2004. — 224 с.
2. Богомаз Г. И., Наumenко Н. Е., Пшибинько А. Н., Мямлин С. В. Нагруженность вагонов-цистерн при переходных режимах движения поездов: монография. — Киев: Наукова думка, 2010. — 216 с.
3. Путятю А. В. Совершенствование элементов конструкций вагона-цистерны с учётом взаимодействия с перевозимым жидким грузом [Электронный ресурс] // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование / Иркутский государственный университет путей сообщения. — 2010. — № 1(25). — С. 113–122. <http://www.irgups.ru/files/journal/1-25.pdf>. Доступ 18.02.2015.
4. Шимановский А. О., Путятю А. В. Моделирование перетекания жидкости в резервуаре с использованием программных комплексов ANSYS и STAR-CD [Электронный ресурс] // Вестник УГТУ — УПИ № 11 (63). Компьютерный инженерный анализ. Сборник трудов II Российской межвузовской конференции по компьютерному инженерному анализу — С. 103–110. — Режим доступа: <http://elar.urfu.ru/bitstream/10995/20819/1/cae2005.pdf>. Доступ 18.02.2015.
5. Андриянов С. С. Нагруженность элементов специализированных вагонов, оборудованных амортизаторами повышенной энергоёмкости / Дис... канд. техн. наук. — М., 2006. — 106 с.
6. Беспалько С. В. К вопросу о моделировании продольных колебаний цистерны, частично заполненной жидкостью // Вестник ВНИИЖТ. — 1999. — № 4. — С. 35–40.
7. Богачев В. И. Оценка колебаний жидкого груза в котле цистерны // Мир транспорта. — 2012. — № 1. — С. 32–36.
8. Беспалько С. В., Богачев В. И. Исследования о распространении изменения давления жидкого груза в котле железнодорожной цистерны при гидроударе // Транспорт Российской Федерации. — 2013. — № 3. — С. 61–63.
9. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). — М.: ГосНИИВ—ВНИИЖТ, 1996. — 319 с.
10. Рычков С. П. MSC.visualNASTRAN для Windows. — М.: ИТ Пресс, 2004. — 552 с.
11. Богачев В. И. Оценка влияния конструктивных форм днища на напряжённое состояние котла цистерны под давлением // Транспорт Российской Федерации. — 2012. — № 6. — С. 42–45. ●

Координаты авторов: Беспалько С. В. — bespalco@hotmail.ru, Андриянов С. С. — andriyanov@miit.ru, Богачев В. И. — vy-bogachev@yandex.ru.
Статья поступила в редакцию 28.11.2014, принята к публикации 17.03.2015.

Статья подготовлена на основе материалов, представленных авторами на Международной научно-практической конференции «Конструкция, динамика и прочность подвижного состава», посвященной 75-летию со дня рождения В. Д. Хусидова (МИИТ, 20–21 марта 2014 года).

