

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УРОВНЯ ЗАПОЛНЕНИЯ КОТЛА ЦИСТЕРНЫ ЖИДКИМ ГРУЗОМ НА НАГРУЖЕННОСТЬ КОНСТРУКЦИИ ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ ПРИ СОУДАРЕНИИ

Методами математического моделирования проведены исследования по оценке влияния уровня заполнения котла цистерны жидкостью и ее подвижности на динамическую нагруженность конструкции вагона-цистерны при соударении с преградой.

The investigation on assessment of influence of tank-car tank filling by liquid and liquid mobility on tank-car structure dynamic response at its collision with an obstacle is carried out by mathematical modelling methods.

Проблема повышения безопасности транспортировки экологически опасных грузов вагонами-цистернами актуальна и важна для железнодорожного транспорта. В процессе эксплуатации железнодорожные транспортные средства подвергаются действию различных динамических нагрузок. Прогнозирование характеристик нагруженности конструкции железнодорожного экипажа и перевозимого груза при ударных воздействиях, вызванных маневровыми операциями и переходными режимами движения, необходимо проводить с учетом колебаний транспортируемого жидкого груза.

Цель данной работы – оценка динамической нагруженности конструкции вагона-цистерны при ударных возмущениях с учетом уровня заполнения котла цистерны жидким грузом и поведения груза, имеющего свободную поверхность.

Анализ аварийных ситуаций на железнодорожном транспорте показывает, что большой процент повреждения конструкций вагонов-цистерн возникает при маневровых операциях, а также при железнодорожных авариях, которые происходят на переездах при столкновении поездов с автотранспортом или с различными посторонними предметами, которые попадают на железнодорожные пути. Поскольку основной причиной нарушений правил технической эксплуатации при маневровых работах является превышение регламентируемой скорости в 2 – 3 раза, рассмотрен подход локомотива с вагоном-цистерной к неподвижному сцепу массой 1000 т со скоростями, изменяющимися от 5 до 15 км/ч, и дана оценка динамической нагруженности вагона-цистерны модели 15 – 1547 для перевозки бензина и светлых нефтепродуктов. Расчетная схема вагона-цистерны представлена в виде эквивалентного твердого тела с математическим маятником, моделирующим колебания свободной поверхности жидкости котла в продольно-вертикальной плоскости [1]. Для оценки нагруженности конструкции вагона-цистерны, возникающей при соударении вагонов в составе поезда, использованы уравнения движения и аналитическая зависимость для определения усилия в межвагонном соединении, приведенные в работах [1 – 3].

В табл. 1 даны результаты расчета динамической нагруженности вагона-цистерны модели 15 – 1547, котел которого заполнен бензином со стандартным недоливом, при подходе локомотива с вагоном-цистерной к неподвижному сцепу со скоростями 5; 6; 9; 10 и 15 км/ч. В табл. 1 приняты следующие обозначения:  $S$  – сжимающее усилие, возникающее при соударении в межвагонном соединении вагона-цистерны и первого вагона сцепа;  $\ddot{x}$ ,  $\ddot{z}$  – продольное и вертикальное ускорения вагона-цистерны;  $\Delta_1, \Delta_2$  – прогибы рессорных комплектов тележек;  $q_0$  – зазор в межвагонном соединении ло-

комотива и вагона-цистерны;  $\varphi, \ddot{\varphi}$  – угол отклонения и ускорение маятника, параметры которого соответствуют основному тону колебаний жидкости;  $S_k$  – усилие, действующее на котел со стороны жидкого груза;  $g$  – ускорение свободного падения.

Получено, что скорость подхода локомотива с вагоном-цистерной к неподвижно стоящему сцепу оказывает существенное влияние на уровень сил между вагоном-цистерной и сцепом. Так при подходе локомотива с вагоном-цистерной к сцепу со скоростями 5 км/ч и 10 км/ч при  $q_0 = 0$  усилие, возникающее между вагоном-цистерной и сцепом, составляет соответственно 1,5 МН и 4,2 МН. Ускорение вагона-цистерны при этом – 2,3 g и 9,2 g. При скоростях соударения свыше 10 км/ч происходит обезгруживание рессорных комплектов тележек (статический прогиб рессорных комплектов тележек составляет 50 мм).

Таблица 1

$V, \text{км/ч}$	5		6		9		10		15	
$q_0, \text{мм}$	0	65	0	65	0	65	0	65	0	65
$S, \text{МН}$	1,5	1,2	1,8	1,4	3,1	4,2	4,2	3,9	4,6	4,6
$\ddot{x}, g$	2,3	3,2	3,0	3,9	6,6	9,2	9,2	10	13	15
$\ddot{z}, g$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3
$\Delta_1, \text{мм}$	-20	-30	-25	-36	-52	-45	-45	-59	-71	-80
$\Delta_2, \text{мм}$	20	30	25	36	52	45	45	59	69	80
$\varphi, \text{рад}$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,4	0,6	0,6
$\ddot{\varphi}, \text{рад/с}^2$	5	6	6	7	12	13	13	14	22	23
$S_k, \text{МН}$	0,4	0,5	0,5	0,6	0,9	1,0	1,0	1,1	1,7	1,8

Проведена оценка наибольших значений продольных усилий в автосцепке и вертикальных прогибов рессорных комплектов тележек вагона-цистерны при соударениях с препятствием в зависимости от скорости соударения и уровня жидкого груза в котле. Рассмотрено соударение вагона-цистерны модели 15 – 1547 с неподвижной преградой для случая заполнения котла жидким грузом с различными уровнями недолива. В качестве препятствия взят вагон-боек, масса которого составляет 100 т. Расчетная схема вагона-бойка представлена сосредоточенной массой  $M_1$ , совершающей только продольное движение, вагон-цистерна представлен плоской расчетной схемой, описанной выше. С эквивалентным твердым телом связана правая система координат, вертикальная ось  $OZ$  направлена вверх, а продольная ось  $OX$  – вдоль образующей котла цистерны.

Уравнения движения рассматриваемой системы, учитывающие только первый тон колебаний свободной поверхности жидкости в котле цистерны, имеют вид:

$$M_1 \ddot{x}_1 = S_1 - S_2 + F_1;$$

$$(M_{2z} + m_x) \ddot{z} = F_z;$$

$$(M_{2x} + m_x) \ddot{x} + (M_{2x}z_{cx} + m_x c_x) \ddot{\varphi}_y - m_x l_x \ddot{\varphi} = F_x;$$

$$(I_{oy} + m_x c_x^2) \ddot{\varphi}_y + (M_{2x}z_{cx} + m_x c_x) \ddot{x} - m_x c_x l_x \ddot{\varphi} - \\ - g(M_{2x}z_{cx} + m_x c_x) \varphi_y = M_y;$$

$$I_{xy} \ddot{\varphi} + g m_x l_x \varphi - m_x l_x \ddot{x} - m_x l_x c_x \ddot{\varphi}_y = 0,$$

где  $M_{2x}, M_{2z}, I_{oy}$  – массы и момент инерции эквивалентного твердого тела при движении в продольно-вертикальной плоскости;  $m_x, I_{xy}$  – масса и момент инерции маятника, совершающего колебания в плоскости  $OXZ$ ;  $x, z$  – перемещения твердого тела вдоль осей  $OX, OZ$ ;  $\varphi_y$  – угол поворота твердого тела в плоскости  $OXZ$ ;  $z_{cx}$  – расстояние по оси  $OZ$  от начала координат до центра масс твердого тела в плоскости  $OXZ$ ;  $\varphi$  – угол отклонения маятника, характеризующий положение его в плоскости  $OXZ$ ;  $l_x, c_x$  – соответственно длина маятника и расстояние по оси  $OZ$  от начала координат до точки его подвеса;  $F_x, F_z, M_y$  – проекции на оси  $OX, OZ$  главного вектора внешних сил, действующих на вагон-цистерну, и главного момента, действующего в продольно-вертикальной плоскости;  $S_1, S_2$  – усилия, действующее на вагон-боек ( $S_1 = 0$ ).

Предполагалось, что уровни недолива жидкости в котле цистерны составляли 0,22; 0,5; 1,0; 1,6 м, вагоны оборудованы поглощающими аппаратами Ш-2-Т. В табл. 2 приведены значения гидродинамических и механических характеристик вагона-цистерны, котел которого заполнен жидким грузом с указанными выше уровнями недолива, с учетом основного тона колебаний жидкости. Рассмотрена задача о соударении вагона-цистерны, котел которого заполнен жидкостью с недоливом 0,22 м, без учета подвижности жидкого груза, т.е. жидкость считалась “затвердевшей”.

Силовая характеристика межвагонного соединения аппроксимировалась билинейной функцией. Жесткость межвагонного соединения при нагрузке на первом участке характеристики составляла  $k_1^1 = 6600$  кН/м, на втором участке –  $k_1^2 = 10900$  кН/м. Длины участков равнялись соответственно  $\Delta l_1 = 0,15$  м и  $\Delta l_2 = 0,24$  м. Сила закрытия поглощающего аппарата равна 2000 кН, ход – 0,11 м, коэффициент поглощения энергии  $\eta = 0,8$ ; коэффициент вязкого сопротивления деформированию конструкции кузова  $\beta = 300$  кН·с/м. Жесткость соединения при разгрузке  $k_p^i$  определяется выражением  $k_p^i = k_f^i (1 - \eta)$  ( $i = 1, 2$ ). Длина вагона-цистерны по осям автосцепки составляет 12,02 м, жесткость конструкции вагона  $k_k = 85000$  кН/м.

Таблица 2

Характеристики	Уровни недолива, м			
	0,22	0,50	1,00	1,60
Масса эквивалентного твердого тела, т	39,59	34,75	28,81	23,64
Приведенная масса жидкости (маятника), т	38,97	39,33	34,53	24,77
Момент инерции эквивалентного твердого тела, т·м <sup>2</sup>	1105,53	1027,90	863,59	663,01
Момент инерции маятника, т·м <sup>2</sup>	370,80	757,10	1405,80	2280,20
Координата точки подвеса маятника, м	4,16	5,51	7,51	10,67
Длина подвеса маятника, м	3,09	4,39	6,38	9,59
Центр тяжести эквивалентного твердого тела, м	3,70	3,70	3,46	3,04
Метацентр, м	3,93	4,66	5,67	6,94
Момент инерции груза, т·м <sup>2</sup>	1486,30	1927,40	2515,10	3187,80
Момент инерции котла, т·м <sup>2</sup>	293,73	293,73	293,73	293,73
Объем котла, м <sup>3</sup>	85,60	85,60	85,60	85,60
Масса груза, т	62,28	57,79	47,06	32,13
Частота колебаний жидкости, Гц	0,28	0,24	0,20	0,16

Для указанных выше уровней недолива жидкого груза в котле и скоростей соударения 10; 15 и 20 км/час в табл. 3 приведены максимальные значения параметров нагруженности конструкции вагона-цистерны (обозначения величин такие же, как и в табл. 1), в табл. 4 даны значения максимальных углов отклонения  $\varphi$ , скоростей  $\dot{\varphi}$  и ускорений  $\ddot{\varphi}$  маятника.

На рис. 1 приведены графики изменения во времени усилий, действующих на конструкцию вагона-цистерны при соударении его с вагоном-бойком со скоростью 20 км/ч для уровней недолива, соответственно составляющих 0,22 м (кривая 1) и 1,60 м (кривая 2). Результаты, полученные для случая, когда уровень недолива равен 0,22 м и колебания жидкого груза в котле вагона-цистерны не учитываются, показаны кривой 3. Графики изменения во времени продольного ускорения вагона-цистерны для указанных уровней недолива и состояния жидкого груза в котле при той же скорости соударения показаны на рис. 2.

Из анализа полученных результатов следует, что усилие, возникающее при соударении вагона-цистерны с вагоном-бойком и действующее на конструкцию вагона-цистерны, незначительно зависит от уровня недолива жидкого груза в котле цистерны. Так при скорости соударения 20 км/ч экстремальное значение сжимающего усилия для исследуемых уровней недолива изменяется в диапазоне 4650 – 4700 кН. В случае, когда колебания жидкости в котле вагона-цистерны не учитываются, продольное усилие, получаемое при расчетах, превышает усилия, определяемые с учетом подвижности жидкого груза, и составляет 5000 кН. Максимальные значения продольных ускорений вагона-цистерны при увеличении уровня недолива жидкого груза в котле изменяются в сторону возрастания с 13,45 g до 15,73 g, в случае же неподвижного груза составляют 8 g.

Таблица 3

Недолив, м	Скорость соударения, км/ч	Нагруженность вагона-цистерны при соударении				
		$S, \text{eI}$	$\ddot{x}, g$	$\ddot{z}, g$	$\Delta_1, \text{i}$	$\Delta_2, \text{i}$
0,22	10	1310	3,22	0,10	-0,06	0,06
	15	2754	7,39	0,11	-0,10	0,10
	20	4650	13,45	0,14	-0,15	0,14
0,50	10	1267	3,35	0,10	-0,05	0,052
	15	2441	6,88	0,12	-0,09	0,09
	20	4702	14,38	0,15	-0,14	0,14
1,00	10	1221	3,50	0,12	-0,04	0,043
	15	2052	6,06	0,13	-0,80	0,072
	20	4680	15,10	0,17	-0,12	0,12
1,60	10	1177	3,65	0,15	-0,03	0,03
	15	1963	6,25	0,17	-0,06	0,06
	20	4604	15,73	0,22	-0,10	0,09

Таблица 4

Недолив, м	Скорость соударения, км/ч	Характеристики движения маятника		
		$\varphi, \text{рад}$	$\dot{\varphi}, \text{рад/с}$	$\ddot{\varphi}, \text{рад/с}^2$
0,22	10	-0,28	-0,83	7,41
	15	-0,42	-1,30	14,61
	20	-0,54	-1,73	23,36
0,50	10	-0,21	-0,68	5,02
	15	-0,32	-1,08	8,64
	20	-0,39	-1,46	14,03
1,00	10	-0,16	-0,55	3,86
	15	-0,23	-0,87	6,27
	20	-0,29	-1,26	9,55
1,60	10	-0,11	-0,41	3,84
	15	-0,16	-0,67	6,37
	20	-0,20	-1,03	10,31

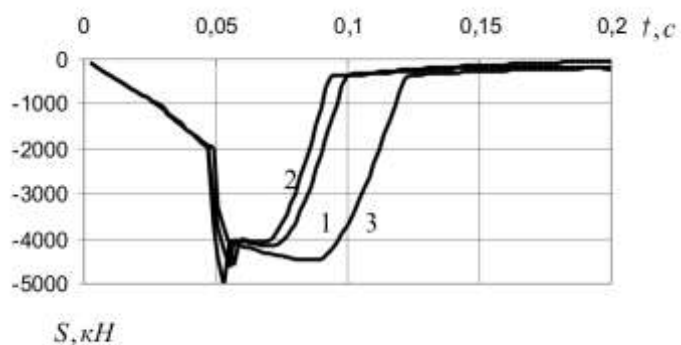


Рис. 1

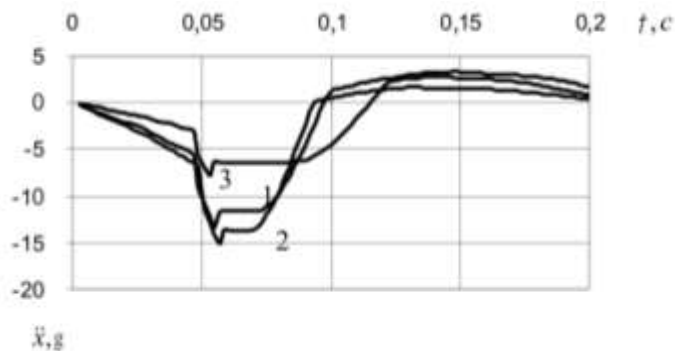


Рис. 2

Значения вертикальных ускорений незначительные и составляют 0,14 g для уровня недолива, равного 0,22 м, и 0,22 g для уровня недолива 1,6 м. Вертикальные прогибы рессорных комплектов с увеличением уровня недолива котла жидким грузом уменьшаются (см. табл. 3). Проведенные исследования показали, что значение сжимающего продольного усилия в межвагонном соединении вагона-цистерны и вагона-бойка существенно зависит от скорости соударения вагонов и возрастает с увеличением массы жидкого груза в котле цистерны.

Проведены также исследования нагруженности вагонов-цистерн, расположенных в составе поезда массой 4000 т, при наезде поезда на преграду. В качестве преграды выбран автопоезд массой 40 т, состоящий из тягача типа Mercedes и полуприцепа Schmitz. Анализ полученных результатов показал, что при наезде на преграду со скоростью 30 км/ч поезда, сформированного так, что десять вагонов-цистерн модели 15-1547 расположены непосредственно за локомотивом, в элементах конструкции локомотива возникают пластические деформации, происходит обезгруживание рессорных комплектов тележек первых двух вагонов-цистерн. Сжимающие силы в межвагонных соединениях указанных вагонов-цистерн превышают допустимое значение, равное 3,5 МН [4], что может приводить к опрокидыванию цистерн. Аварийные лобовые столкновения грузовых поездов или наезд поезда на преграду массой, соизмеримой с массой поезда, приводят, как правило, к полному или частичному разрушению подвижного состава. Математическое моделирование таких столкновений показывает, что для скоростей соударения выше 15 км/ч наблюдается появление пластических деформаций элементов конструкций экипажей, обезгруживание рессорных комплектов тележек всех вагонов поезда, саморасцеп экипажей, а также возможность сходов вагонов с рельсов и последующего их опрокидывания.

Проведены исследования процесса соударения вагона-цистерны, за которым расположен сцеп вагонов массой 500 т, с вагоном-бойком в случае оборудования автосцепок вагонов различными типами поглощающих аппаратов: перспективными аппаратами пластинчатыми металлокерамическими (АПМ), в которых пружинный подпор заменен полимерными упругими блоками, что повышает энергоемкость аппарата, а также фрикционными аппаратами типа Ш-2-Т либо Ш-1-ТМ. Получено, что значения максимальных сжимающих усилий, возникающих в соединении вагона-цистерны с вагоном-бойком при их соударении, практически одинаковы для рассмотренных типов поглощающих аппаратов, значения же ускорений вагона-цистерны и пластических деформа-

ций, возникающих в элементах конструкции вагона-цистерны, зависят от типа поглощающих аппаратов, которыми оборудованы автосцепки исследуемых вагонов. Так в случае оборудования автосцепок поглощающими аппаратами Ш-1-ТМ и АПМ ускорения вагона-цистерны соответственно составляют 8 g и 5 g, а максимальные пластические деформации – 0,012 м и 0,009 м.

Для наглядности на рис. 3 приведены графики изменения во времени продольного ускорения вагона-цистерны (рис. 3,а) и пластической деформации конструкции вагона-цистерны  $\varepsilon$  (рис. 3,б) в случае оборудования автосцепок поглощающими аппаратами АПМ при соударении вагона-бойка с вагоном-цистерной, за которым расположен сцеп вагонов массой 500 т, со скоростью 20 км/ч.

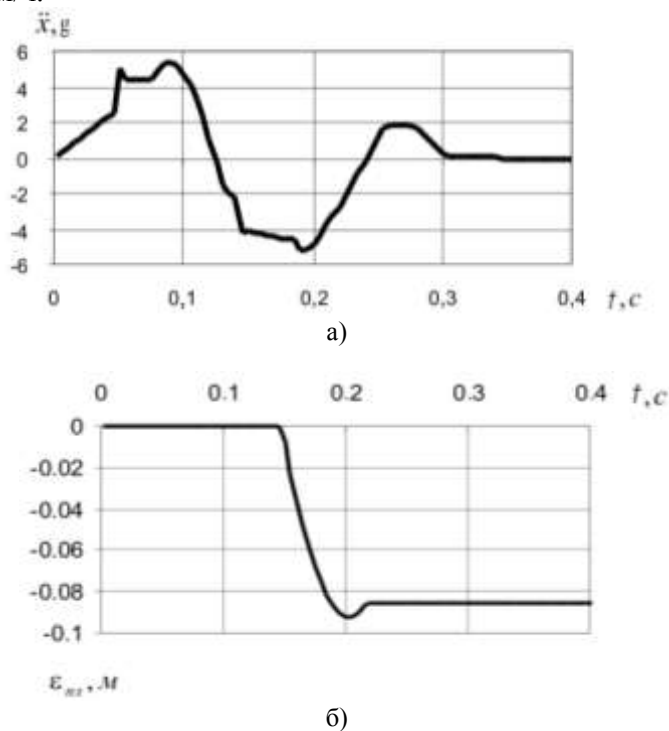


Рис. 3

Отметим, что при разработке перспективных поглощающих аппаратов для грузовых вагонов, в частности для платформ и вагонов-цистерн, для повышения безопасной транспортировки ценных и экологически опасных грузов необходимо, чтобы сила закрытия аппарата составляла порядка 2,4 – 2,6 МН и его ход при этом был 0,11 – 0,12 м.

1. Богомаз Г.И. Динамика железнодорожных вагонов-цистерн. – Киев: Наук. думка, 2004. – 223 с.
2. Богомаз Г.И., Науменко Н.Е., Хижа И.Ю., Кельрих М.Б. Динамика вагонов-цистерн в составе поезда при эксплуатационных и аварийных режимах нагружения // Збірник наукових праць Київського університету економіки і технологій транспорту. Сер. Транспортні системи і технології. – 2001. – Т. 6. – С.11 – 16.
3. Блохин Е.П., Манашкин Л.А. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания). – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
4. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

Институт технической механики  
НАН Украины и НКА Украины,  
Днепропетровск

Получено 11.03.08,  
в окончательном варианте 07.04.08