

## ВЛИЯНИЕ СМЕЩЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ЕГО ДВИЖЕНИЯ И ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНОСА КОЛЕС

Приведены результаты исследований влияния поперечного смещения общего центра тяжести кузова грузового вагона от вертикальной плоскости, в которой находится его продольная ось, на характер работы упруго-катковых скользунов компании А. Стаки (США), величину критической скорости и показатели износа колес со стандартным профилем и профилем ИТМ-73.

Наведено результати досліджень впливу поперечного зміщення загального центру ваги вантажного вагону від вертикальної площини, в якій знаходиться його подовжня вісь, на характер роботи пружно-каткових ковзунів компанії А. Стакі (США), величину критичної швидкості та показники зносу коліс зі стандартним профілем та профілем ІТМ-73.

The results of studies on the effects of transverse shift of a general centre of gravity of a freight car from a vertical plane, in which its longitudinal axis is located, on operation of elastic roller side-bearing of the A. Staki company (USA), a value of the stalling speed and wheels wear indexes with the standard profile and the ITM-73 profile are given.

При размещении грузов на подвижном составе вагоны должны быть загружены равномерно. Если это невозможно обеспечить, то, согласно «Техническим условиям ...» [1], допускается поперечное смещение общего центра тяжести (ОЦТ) грузов от вертикальной плоскости, в которой находится продольная ось вагона, в зависимости от веса груза и высоты его центра тяжести. Продольное смещение ОЦТ грузов от поперечной оси симметрии вагона при этом не допускается.

Представляет интерес оценка влияния смещения ОЦТ грузов на динамические качества вагона. Для проведения таких исследований использована расчетная схема грузового вагона, состоящая из одиннадцати твердых тел, соединенных упругодиссипативными элементами с зазорами или без них, и имеющая 34 степени свободы.

При поперечном смещении ОЦТ вагона от вертикальной плоскости его расчетная схема принимает вид, показанный на рис. 1.

Угол поворота кузова  $\theta_c$ , вызванный поперечным смещением центра тяжести, определяется следующим образом:

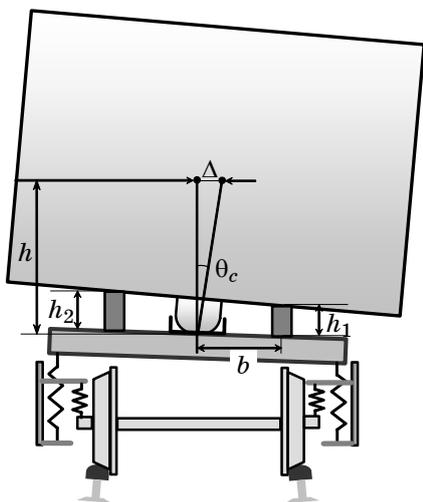


Рис. 1

$$\theta_c = \Delta / h, \quad (1)$$

где  $\Delta$  – величина смещения ОЦТ кузова;  $h$  – высота ОЦТ над плоскостью опирания пяты на подпятник.

В этом случае угол поворота кузова относительно наддресорных балок при боковой качке опишется так:

$$\Delta_{\theta_i} = \theta - \theta_i + \theta_c, \quad i = 1, 2, \quad (2)$$

где  $\theta$  и  $\theta_i$  – углы поворота кузова и наддресорных балок при боковой качке.

Дополнительное сжатие скользунов при боковой качке определяется с помощью выражения:

$$\delta_{ij} = (\theta - \theta_i)(b + (-1)^{j+1} b_i), \quad j = 1, 2, \quad (3)$$

где  $b$  – расстояние от продольной плос-

кости симметрии кузова до скользуна;  $b_i$  – расстояние от продольной плоскости симметрии кузова до точки опирания пяты на подпятник.

Значения  $b_i$  из формулы (3) вычисляются в предположении, что в пределах поворота кузова относительно надрессорных балок  $\delta_1$  вследствие износа пяты они меняются следующим образом:

$$b_i = \begin{cases} \frac{d}{2} \operatorname{sign} \Delta_{\theta i}, & \text{при } |\Delta_{\theta i}| > \delta_1 \\ \frac{d}{2} \left( \frac{\Delta_{\theta i}}{\delta_1} \right)^r, & \text{при } |\Delta_{\theta i}| \leq \delta_1 \end{cases}, \quad (4)$$

где  $d$  – диаметр пятника ( $d = 0,3$  м);  $r$  – величина, определяемая степенью износа пятника.

Так как степень износа пятника может быть различна, рассматривались значения  $r$ , удовлетворяющие условию  $1,5 \leq r \leq 3$ .

Для определения сил, возникающих в упруго-фрикционных скользунax при боковой качке, высоты каждого из них вычисляются следующим образом:

$$h_{ij} = h_0 - \delta_{ij}, \quad (5)$$

где  $h_0$  – установочная высота скользуна.

Для продольной силы трения, которая действует в скользунax при вилении надрессорной балки относительно кузова, характеристика «сила – перемещение» имеет петлеобразный вид и зависит от вертикального усилия, передаваемого со стороны кузова на скользун, коэффициента трения между фрикционной планкой верхнего и колпачком нижнего скользуна, а также жесткости скользуна в продольном направлении.

При перевалке кузова на плоских пятах возникают следующие моменты: – опрокидывающий, который действует на кузов:

$$M_{\theta i} = -mg(h\theta + \Delta), \quad (6)$$

где  $m$  – масса кузова;  $g$  – ускорение свободного падения;

– восстанавливающий, действующий на кузов (опрокидывающий для тележки):

$$M_i = \frac{mg}{2} b_i. \quad (7)$$

Для проведения исследований динамических качеств вагона используется математическая модель, основанная на уравнениях, приведенных в [2], и дополненная выражениями (1) – (7), позволяющими учесть смещение ОЦТ кузова от вертикальной плоскости, в которой находится его продольная ось.

Рассматривался полувагон, оборудованный трехэлементными тележками, в которых нагрузка от рамы на буксовый узел передается через упругий элемент и стальной адаптер. В узлах опирания кузова на тележки установлены упругодиссипативные скользунax постоянного контакта. В качестве параметров таких скользунax принимались параметры упруго-катковых скользунax модели ISB-12С компании А. Стаки (США). Полагалось, что полувагон загружен до полной грузоподъемности (62 т) и груз занимает весь объем кузова. Согласно [1], наибольшее допустимое значение поперечного смещения

центра тяжести груза от вертикальной плоскости при таком варианте загрузки составляет 120 мм.

Проанализируем, прежде всего, влияние смещения ОЦТ груза на характер работы упруго-катковых скользунков. На рис. 2 а, 3 а для скользунков, установленных на первой по ходу движения тележке, приведены графики изменения во времени их высоты  $h_i$  и моменты сил сухого трения  $M_{si}$  в опорных поверхностях при вилении  $\Delta\psi_i$  наддресорных балок относительно кузова в случае равномерной загрузки вагона (т. е. при  $\Delta = 0$ ). Те же показатели при смещении центра тяжести ( $\Delta = 0,1$  м) приведены на рис. 2 б, 3 б.

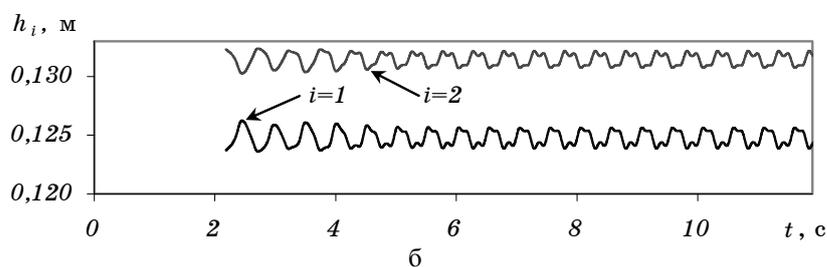
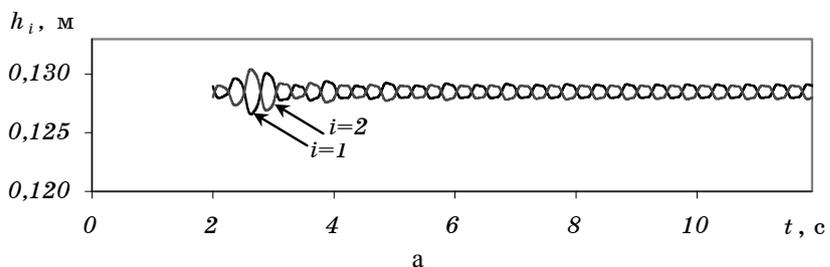


Рис. 2

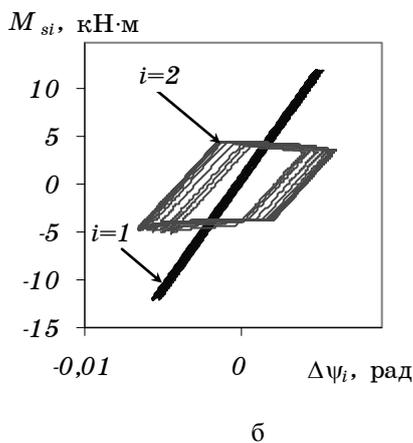
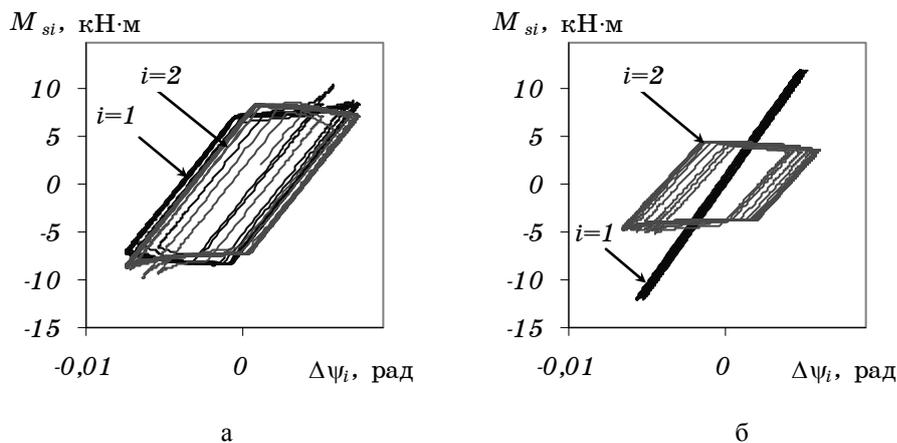


Рис. 3

Как видно из приведенных графиков, при равномерной загрузке вагона оба скользунa имеют одинаковые средние и амплитудные значения высоты. В этом случае средние и амплитудные значения вертикальной и продольной сил в скользунaх также одинаковы. Моменты сил трения  $M_{si}(\Delta\psi_i)$  в опорных поверхностях обоих скользунков имеют петлеобразный вид.

При смещении ОЦТ вагона наблюдается иная картина. Вследствие нерав-

номерной нагрузки на скользуны тот из них, который находится с той же стороны от продольной вертикальной оси, что и смещенный центр тяжести вагона (ему соответствует  $i = 1$ ), имеет меньшую среднюю высоту и большую амплитуду изменения во времени, чем другой ( $i = 2$ ). При этом вертикальная и продольная силы в этом скользуне существенно больше. Характеристики «момент сил сухого трения – угловое перемещение  $\Delta\psi_i$ » для каждого из скользунов существенно различаются: при  $i = 1$  эта характеристика близка к линейной, т.е. в основном работает жесткость скользуна в продольном направлении, а при  $i = 2$  она имеет явно выраженный петлеобразный характер.

Все это показывает, что смещение ОЦТ груза оказывает существенное влияние на характер работы упруго-катковых скользунов постоянного контакта и может привести к ухудшению динамических качеств вагона.

Оценим влияние величины смещения ОЦТ груза  $\Delta$  на такую динамическую характеристику вагона, как устойчивость его движения. Методика исследования устойчивости движения приведена в статье [3].

На рис. 4 показана зависимость критической скорости  $V_{кр}$  вагона,

определенной при моделировании движения по пути без неровностей, от величины смещения  $\Delta$  при различной степени износа пятника. Как видно из этого рисунка, при увеличении смещения ОЦТ груза относительно вертикальной плоскости, в которой находится продольная ось вагона, критическая скорость движения вагона уменьшается. При этом при смещении ОЦТ до 0,05 м значение  $V_{кр}$

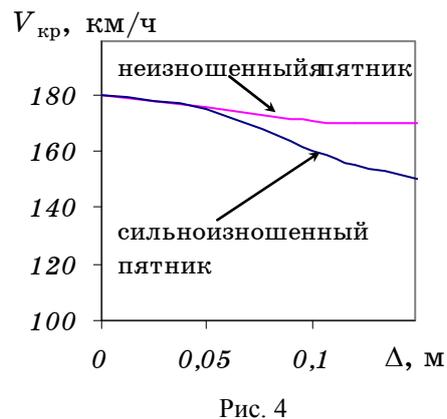


Рис. 4

меняется несущественно; дальнейшее увеличение  $\Delta$  в пределах, установленных «Техническими условиями ...» [1], вызывает более заметное снижение критической скорости, особенно при сильном износе пятника.

Проанализируем теперь показатели износа колес вагона при различном смещении ОЦТ грузов. Для проведения такого анализа были выполнены расчеты колебаний полувагона при движении по круговым кривым со случайными неровностями. Составляющие возмущения (горизонтальная, а также вертикальные по наружной и внутренней рельсовым нитям) подавались на входы системы (колеса полувагона) с транспортным запаздыванием, которое зависит от продольных геометрических характеристик вагона и скорости его движения. Возмущения были получены на основании данных вагона-путеизмерителя. Рассматривалось также чистое вписывание полувагона в кривые (при отсутствии возмущений со стороны пути). Колеса полувагона – стандартные с неизношенным и изношенным (толщина гребня 27 мм) профилем обода или имеющие неизношенный и изношенный (толщина гребня 27 мм) нелинейный износостойкий профиль ИТМ-73. Исследовалось движение полувагонов с различными скоростями в кривых малого ( $R = 350$  м) и среднего ( $R = 650$  м) радиусов. Смещение ОЦТ груза  $\Delta$  изменялось от 0 до 0,15 м. В качестве показателя износа использовалась удельная, отнесенная к пройденному пути работа сил крипа по контактной поверхности колеса и рельса [4].

Анализ результатов расчетов показал, что при прохождении полувагоном кривой радиуса 350 м смещение ОЦТ груза существенно влияет на показатели износа стандартных колес (неизношенных и изношенных) как при чистом вписывании, так и при движении с возмущениями. При значении  $\Delta = 0,1$  м показатели износа обода  $A_0$  колеса со стандартным профилем увеличиваются в 1,5 – 3 раза (для различных значений скорости  $V$  и уровней возмущений) по сравнению со случаем равномерной загрузки вагона. Показатели износа гребня колеса  $A_r$  значительно увеличиваются при увеличении  $\Delta$  только для случая неизношенных стандартных колес. Отметим, что увеличение значений  $\Delta$  от 0,12 до 0,15 м не приводит к росту значений показателей износа поверхностей катания и гребней колес стандартного профиля.

В случае применения колес с нелинейным профилем ИТМ-73 уровень показателей их износа при движении полувагона по кривой радиуса 350 м существенно ниже, чем колес со стандартным профилем. При этом влияние смещения ОЦТ кузова на показатель износа обода колеса практически отсутствует. Значение показателя износа гребня неизношенного колеса несколько увеличивается с ростом  $\Delta$ , причем тем больше, чем выше уровень возмущений. Относительное увеличение показателя  $A_r$  при изменении  $\Delta$  от 0 до 0,15 м не превышает 90 %, что ниже аналогичного показателя для колес со стандартным профилем. Для изношенных колес с профилем ИТМ-73 смещение  $\Delta$  на показатель износа гребня практически не влияет.

Качественно такая же картина наблюдается и при движении полувагонов по кривой радиуса 650 м, однако в этом случае степень влияния смещения ОЦТ груза на показатели износа колес несколько меньше.

В качестве примера далее приведены зависимости показателей износа обода  $A_0$  и гребня  $A_r$  набегавшего колеса первой по ходу движения колесной пары от величины смещения ОЦТ, полученные при динамических расчетах полувагонов с неизношенными (рис. 5) и изношенными (рис. 6) колесами стандартного профиля и профиля ИТМ-73, движущихся со скоростью 60 км/ч по кривой радиуса 350 м с возмущениями.

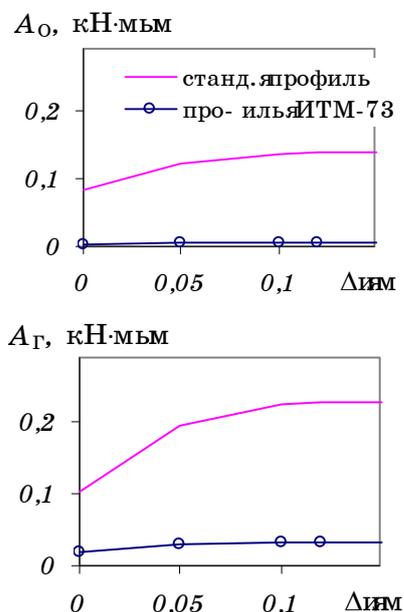


Рис. 5

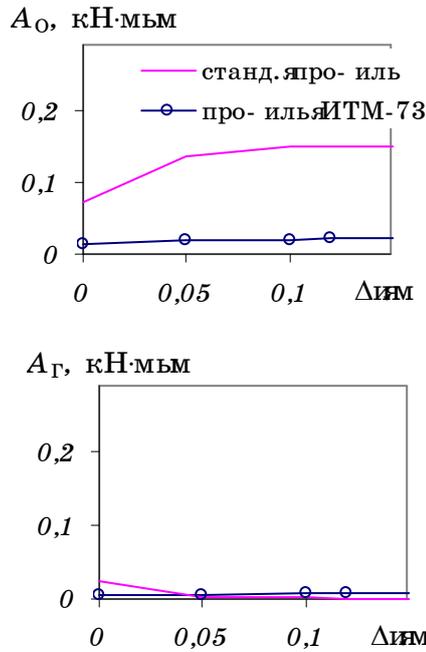


Рис. 6

**Выводы.** При поперечном смещении ОЦТ груза в пределах, установленных «Техническими условиями ...» [1], существенно меняется характер работы скользунов, что вызывает ухудшение динамических качеств вагона. Критическая скорость движения вагона при таком смещении уменьшается. При движении по кривым среднего и особенно малого радиусов смещение ОЦТ приводит к существенному увеличению показателей износа колес со стандартным профилем обода. Применение профиля колеса ИТМ-73 не только снижает уровень показателей износа, но и уменьшает степень влияния на них неравномерности загрузки вагона.

1. Технические условия погрузки и крепления грузов / МПС. – М. : Транспорт, 1988.
2. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств / В. А. Лазарян. – Киев : Наук. думка, 1985. – 526 с.
3. Ushkalov V. Study on the loss of the motion stability of freight wagons running on standard and upgraded trucks at different level of their wheel wear / V. Ushkalov, I. Serebryanyi, L. Lapina // Proceedings of the 5<sup>th</sup> International conference on “Railway bogies and running gears”, September, 2001, Budapest, Hungary. – Budapest, 2001. – P. 253 – 261.
4. Ushkalov V. F. Wheelset and Rail Wear on Ukrainian Railways / V. F. Ushkalov // Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Budapest, Hungary, 1996. – P. 250 – 258.

Институт технической механики  
НАН Украины и НКА Украины,  
Днепропетровск

Получено 28.09.10,  
в окончательном варианте 01.10.10