

Нефёдов И.А.

**ДЕМПФИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В
ГРУЗОПОДЪЕМНИКЕ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ДВИЖЕНИИ
АВТОПОГРУЗЧИКА ПО НЕРОВНОСТЯМ ПУТИ**

Приазовский государственный технический университет,

Мариуполь, Университетская 7, 87500

Nefyodov I.A.

**DAMPING OF DYNAMIC LOADS IN THE FORKLIFT ARISING DURING
MOVEMENT OF THE FORKLIFT TRUCK ALONG THE WAY
ROUGHNESSES**

Pryazovskyi State Technical University,

Mariupol, Universytetskaya 7, 87500

Аннотация. Рассмотрены динамические нагрузки, оказывающие влияние на повреждение металлоконструкций грузоподъемников автопогрузчика и на износ шасси. Разработаны и исследованы конструкции балансирных тележек, позволяющих снизить воздействие динамических нагрузок в грузоподъемнике, в результате предложена конструкция балансирной тележки, которая позволяет снизить коэффициент динамичности в опорах подвижной рамы при передвижении автопогрузчика. Разработана математическая модель для исследования работы упругих демпферов с учетом неровности пути передвижения погрузчика. Предложенная модель позволила установить, что при использовании упругих демпферов, кроме амортизации динамических нагрузок происходит демпфирование колебаний.

Ключевые слова: автопогрузчик, грузоподъемник автопогрузчика, балансирная тележка, жесткость балки, колебания.

Abstract. The dynamic loads, affecting damage to metal structures forklifts truck

and wear of chassis have been considered. The designs of balancer trolleys that reduce the impact of dynamic loads in the forklift have been developed and studied. As a result of a construction of balancer trolley that reduces the dynamic factor in the supports of the movable frame during movement the forklift truck has been proposed. A mathematical model for the study of the work of elastic dampers in view of the way roughnesses of movement truck has been devised. The proposed model revealed that when using elastic dampers, apart from amortization of dynamic loads damping of fluctuations occur.

Key words: forklift truck, forklift, balancer trolley, stiffness of the beam, fluctuations.

Вступление.

На сегодняшний день грузоподъемники изготавливаются по единой схеме, которая на протяжении многих лет остается неизменной. Для машин напольного электротранспорта за базовые значения показателей качества принимаются значения, которые имеют 75% лучших аналогов изделий данного типа [1]. Принимать за базовые значения показателей качества параметры, которые имеют 75 – 100% образцов, не следует, так как они не будут представительными. Отдельные параметры у аналогов могут быть высокими за счет значительного ухудшения других параметров. Наиболее точно значения параметров перспективного образца определяются методом оптимизации [1].

Однако автопогрузчики изготавливаются по стандартной схеме и исследования по совершенствованию их конструкций в теории и на практике не проводились. Из большинства машин металлоконструкция грузоподъемника является единственной жесткой конструкцией, в которой отсутствуют упругие элементы. Установка таких элементов позволит уменьшить жесткость конструкции и, следовательно, уровень нагружения динамическими нагрузками [2, 3].

Обзор литературы.

В работах Мачульского И.И., Ефимова Г.П., Алепина Е.А., Зискинда М.А., Векслера В.М. отмечается, что динамические нагрузки, возникающие при

проходе колесом препятствия, определяются не кинематикой движения колеса, а ударом двух тел; по мере удаления от места удара динамические нагрузки уменьшаются, пики этих нагрузок смещены по времени, а спектр частот упругих колебаний сужается.

Однако, опыт эксплуатации показал, что на повреждаемость металлоконструкций грузоподъемников автопогрузчика и на износ шасси значительное влияние оказывают горизонтальные нагрузки, действующие в контакте «колесо – препятствие» и направленные перпендикулярно пути движения автопогрузчика и ударные нагрузки, возникающие при прохождении шасси местных неровностей (железнодорожные переезды, выступающие головки рельсов на причале, выбоины дорожного полотна и т.п.), имеющие существенное значение для погрузчиков, перемещающихся со скоростью более 15 км/час. [2, 3].

Анализ эксплуатации фронтальных автопогрузчиков [2 - 4] подтвердил целесообразность разработки новых технических решений, направленных на снижение уровня ударного нагружения внутренней рамы и каретки грузоподъемника и повышения их долговечности за счет внесения изменений в узел крепления подвижных роликов грузоподъемника и его каретки.

Входные данные и методы. В настоящее время, активно ведутся работы по созданию надежных балансиров, конструкции которых в наибольшей мере отвечают условиям их эксплуатации [4]. Прежде всего, конструкция, должна обеспечивать расположение подвижной и неподвижной рам, подвижной рамы и каретки относительно друг друга, а прочностные характеристики наиболее ответственных деталей и энергопоглощающие параметры соответствовать экстремальным условиям эксплуатации грузоподъемника и значительным динамическим нагрузкам.

Особого внимания заслуживают конструкции балансирных тележек позволяющие компенсировать значительные динамические нагрузки при относительно малых перемещениях плеч балансира (рис. 1) [4].

Для проведения эксперимента выбраны конструкции балансирных

тележек, параметрические особенности которых подходят к грузоподъемнику автопогрузчика, такие как конструкция балансирующей тележки в виде вилки, конструкция балансирующей тележки со смещенной опорой, конструкция балансирующей тележки с опорой расположенной в центре [4].

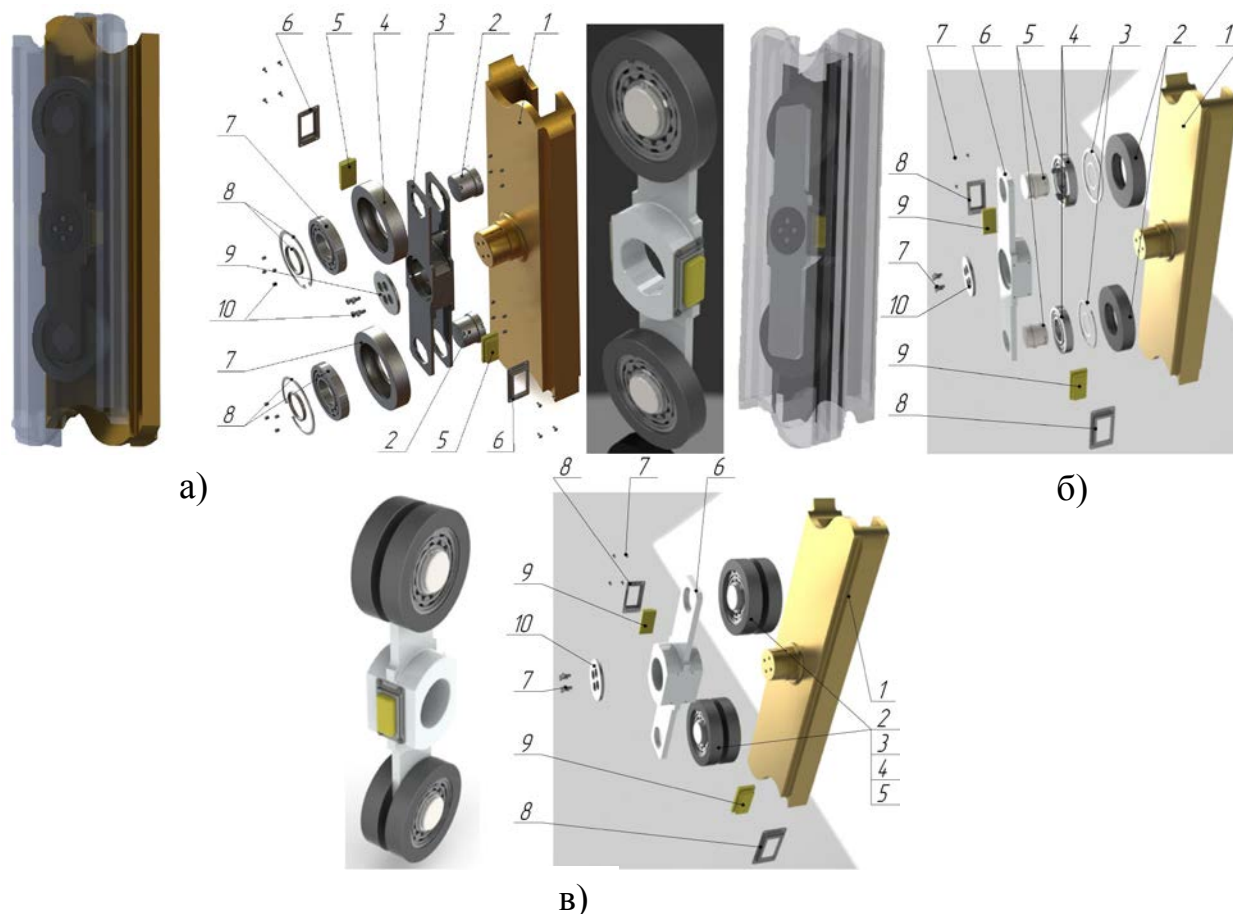


Рис. 1. Конструкции балансирующих тележек: а) конструкция балансирующей тележки в виде вилки; б) конструкция балансирующей тележки со смещенной опорой; в) конструкция балансирующей тележки с опорой расположенной в центре

Конструкция балансирующей тележки в виде вилки (рис.1а) состоит из корпуса равносторонней балки 3 имеющей в центральной части посадочное отверстие, которым она устанавливается на подвижную раму грузоподъемника 1. Оси 2 фиксируют опорные катки 4 через подшипники 7, которые в свою очередь крепятся стопорными и дистанционными кольцами 8. Осевое смещение балансирующей тележки ограничивает фланец 9, закрепленный метизами. Для ограничения прогиба балки 3 и создания скольжения между

корпусом балки и неподвижной рамой, в случае критических нагрузок на грузоподъемник автопогрузчика, предусмотрены вставки 5 (упругие эластичные гасители) установленные в корпуса 6. Балансирная тележка со смещенной опорой (рис. 1б) аналогична конструкции (рис. 1а). Отличие конструкции наблюдается в балке 6 – она имеет единую опору в виде пластины, на которую крепятся оси 5 катков 2. Конструкция балансирной тележки с опорой расположенной в центре (рис. 1в) состоит из балки 6, установленной на опору посередине, оси 2 фиксируют опорные катки 3 через подшипники 4, которые в свою очередь крепятся стопорными и дистанционными кольцами. Общее количество катков на балке четыре.

Сравнительный анализ преимуществ и недостатков позволил сделать заключение о том, что для практического применения целесообразно использование балансирной тележки с конструкцией с опорой расположенной в центре [4]. Предложенная конструкция позволяет равномерно распределить нагрузку между катками, т.к. применение упругих эластичных гасителей между подшипником и корпусом катка значительно снижает ударные нагрузки и обеспечивает требуемую долговечность металлоконструкции грузоподъемника автопогрузчика.

Для исследования характера воздействия на балансирную тележку опоры рамы грузоподъемника разработана схема эквивалентной системы балансирной тележки (рис. 2) [4].

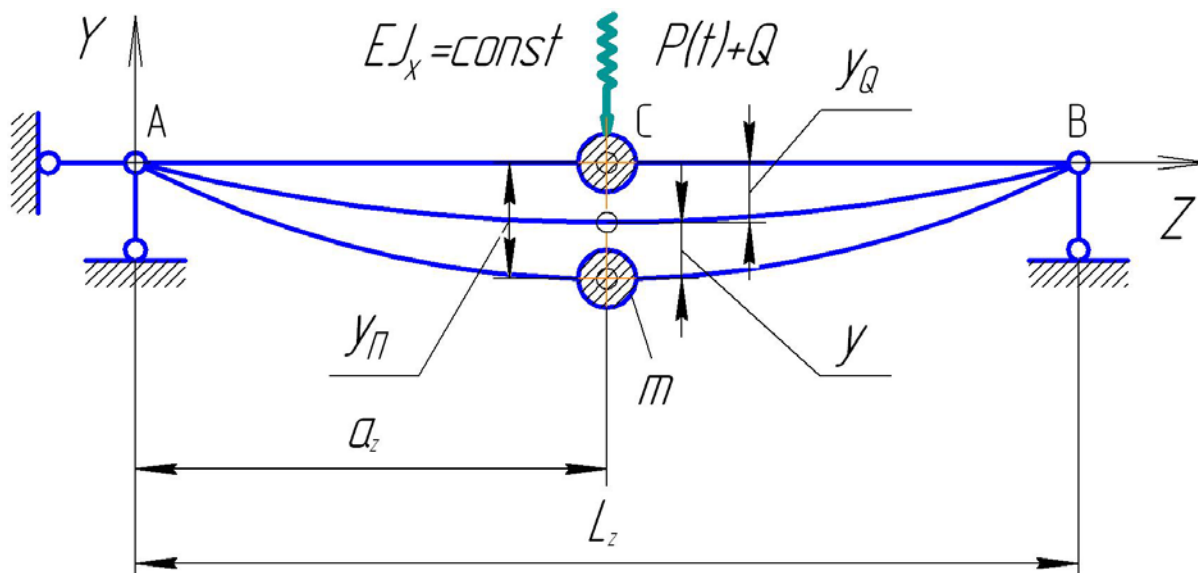


Рис. 2 Эквивалентная система балансирной тележки

Сила $P_y(t)$ вызывает изгиб балки, положение массы в плоскости YOZ будет определяться одним параметром – прогибом $y_i(t)$, который можно считать суммой прогибов балки при статическом действии веса рамы автопогрузчика y_0 и при динамическом действии рамы $y(t)$:

$$y_i(t) = y_0 + y(t). \quad (1)$$

Согласно принципу Даламбера, динамическое равновесие массы m , на которую в произвольный момент времени действует сила инерции, сумма сил $P_y(t) + Q$ и упругая сила отпора балки при перемещении y_i , равная Ky_i , где K – коэффициент жесткости балки в точке приложения суммы сил $P_y(t) + Q$, численно равно силе, приложенной к балке в этой точке и вызывающей прогиб равный единице.

Приложив силу, $P_1 = 1$ определяем прогиб δ_{11} (рис. 3).

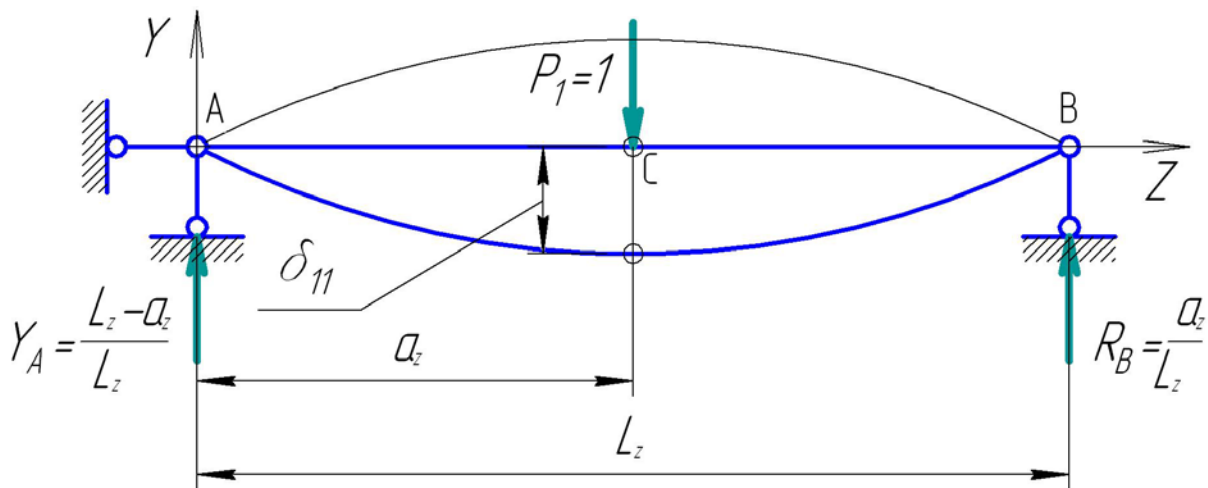


Рис. 3. Расчетная схема балансирной тележки при $P_1 = 1$

Результаты. Обсуждение и анализ. Проведя необходимые преобразования выражение динамического прогиба балки, как системы с одной степенью свободы, без учета сил сопротивления примет вид:

$$y = A_1 \sin(\omega_y t + \alpha) + \frac{y_{cm}(P_o)}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega_y}\right)^2} \sin \theta t. \quad (2)$$

При длительном действии вынуждающей силы, изменение динамического прогиба, описывается вторым слагаемым уравнения (2) (вынужденные колебания):

$$y_{дин} = \frac{y_{cm}(P_o)}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega_y}\right)^2} \sin \theta t. \quad (3)$$

Максимальный динамический прогиб будет при:

$$\frac{\sin \theta t}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega_y}\right)^2} = \left| \frac{1}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega_y}\right)^2} \right|. \quad (4)$$

Обозначив через β_δ коэффициент нарастания колебаний, получим:

$$y_{дин}^{max} = y_{cm}(P_o) \beta_\delta. \quad (5)$$

Полный максимальный прогиб балки, с учетом постоянно действующего

веса подвижной рамы Q , составит:

$$y_{max} = y_Q + y_{дин}^{max} = Q\delta_{11} + \delta_{11}P_o\beta = Q\delta_{11} + \delta_{11}\frac{P_e}{g}\theta^2\beta_\delta = y_Q K_g, \quad (6)$$

где K_g – коэффициент динамичности.

$$y = y_Q + y_{дин} = v_Q + \frac{y_{cm}(P_o)}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega_y}\right)^2} \sin \theta t = y_Q \left(1 + \frac{P_o}{Q} \frac{\sin \theta t}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega_y}\right)^2} \right). \quad (7)$$

Максимальные напряжения при изгибе балки в точках наиболее удаленных от нейтральной оси в процессе колебаний:

$$\sigma(t) = \sigma_Q + \sigma^{дин}(t), \quad (8)$$

где $\sigma_Q = \frac{M_Q}{W} = \frac{Q(l_z - a_z)a_z}{l_z W_x} = \frac{Q\alpha_M}{W_x}$ – максимальные статические

напряжения; $\alpha_M = \frac{(l_z - a_z)a_z}{l_z}$ – плечо единичной силы.

$$\sigma^{дин}(t) = (-m\ddot{y}_{дин} + P_y(t)) \frac{\alpha_M}{W_x}. \quad (9)$$

$$\ddot{y}_{дин} = -\frac{y_{cm}(P_o)\theta^2}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega_y}\right)^2} \sin \theta t. \quad (10)$$

$$\sigma^{дин}(t) = \frac{P_o\alpha_M}{W_x} \left(1 + \frac{\delta_{11}m\theta^2}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega_y}\right)^2} \right) \sin \theta t = \sigma_{max}(P_o) \frac{1}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega_y}\right)^2} \sin \theta t, \quad (11)$$

где $\sigma_{max}(P_o) = \frac{P_o\alpha_M}{W_x}$ – максимальное напряжение от силы P_i .

Тогда выражение (8) примет вид:

$$\sigma(t) = \frac{Q\alpha_M}{W_x} + \frac{P_o\alpha_M}{W_x} \frac{1}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega_y}\right)^2} \sin \theta t = \sigma_Q \left(1 + \frac{P_o}{Q} \frac{1}{1 - \left(\frac{\theta}{\omega_y}\right)^2} \sin \theta t \right). \quad (12)$$

Максимальная величина напряжения будет достигнута в момент соблюдения условия (4) и равна:

$$\sigma_{max} = \sigma_Q \left(1 + \frac{P_o}{Q} \beta_\delta \right). \quad (13)$$

В результате критического анализа конструкции грузоподъемников [4] известных автопогрузчиков, исходя из формулы (13), предложена единая универсальная балансирная тележка с техническими параметрами (табл. 1).

При таких технических характеристиках жесткость балки балансирной тележки будет меняться в пределах определенного поля «min – max» графика зависимости грузоподъемности от жесткости (рис. 4).

Таблица 1

Технические параметры балансирных тележек

Грузоподъемность, т	L, мм	P, Н	Прогиб балки, мм	
			статический	динамический
4,4	165	34375	0,005	0,058
10	375	71428	0,078	0,24
16	675	180000	0,133	0,408
32	1200	220225	0,23	0,686
42	1575	321420	0,35	0,867

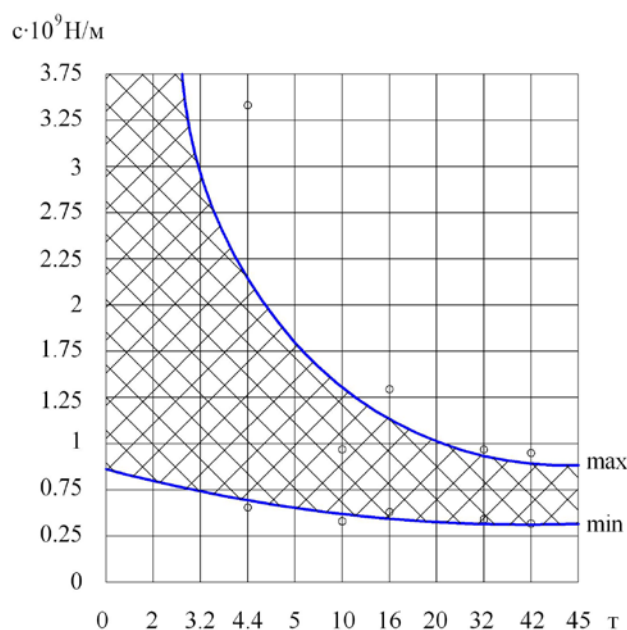


Рис. 4. Зависимость жесткости балансирующей тележки от грузоподъемности автопогрузчика

Условия силового контакта элементов балансирующей тележки с неподвижной рамой грузоподъемника автопогрузчика недостаточно изучены, что определяет необходимость продолжения их теоретических и экспериментальных исследований. В частности, требуется подтвердить экспериментальными данными прогиб и напряжения в балке, а также установить коэффициент динамичности.

Заключение и выводы.

1. Разработана математическая модель для исследования работы упругих демпферов с учетом неровности пути передвижения погрузчика, которая позволила установить, что при использовании упругих демпферов, кроме амортизации динамических нагрузок происходит демпфирование колебаний.

2. Разработана и научно обоснована новая конструкция балансирующего устройства с демпфирующими элементами, которая позволяет снизить коэффициент динамичности в опорах подвижной рамы при передвижении автопогрузчика.

3. Предложенное новое техническое решение по уменьшению коэффициента динамичности может использоваться, как на стадии проектирования – в конструкциях новых автопогрузчиков, так и при

выполнении ремонта эксплуатируемых автопогрузчиков.

Литература:

1. Мачульский И.И. Электропогрузчики: Справочник / Мачульский И.И., Капырина В.И., Алепин Е.А. – М.: Транспорт, 1987. – 238 с.
2. Суглобов В.В. Дослідження динамічних навантажень на портові автонавантажувачі при нестационарних режимах роботи / В.В. Суглобов, І.О. Нефёдов // Университетская наука-2012: междунар. науч.-техн. конф., 2012 г.: тезисы докл. – Мариуполь, 2012. – Т. 2. – С. 169.
3. Нефедов И.А. Повышение эксплуатационной надежности грузоподъемника автопогрузчика / И.А. Нефедов // Наук. семінар з ПТМ., 2012 г.: тези доп. – Тернопіль: ТНТУ, 2012. – С. 41 – 42.
4. Нефёдов И.А. Средства уменьшения динамических нагрузок на грузоподъемник фронтального автопогрузчика: дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.05.05 / Нефёдов Иван Александрович. – Одесса, 2014. – 171 с.

Статья отправлена: 07.12.2015 г.

© Нефёдов И.А.