

ANALYSIS OF THE TRANSPORT-TECHNOLOGICAL CYCLE OF TRANSPORTATION OF LIQUID BLAST FURNACE SLAG INTO THE WORKSHOP OF BLAST FURNACE SLAG

In connection with the development of modern high-performance technologies in metallurgy and the need to take into account new requirements, transport-technological cycles for the delivery of liquid blast furnace slag to the slag processing department have been developed and an analysis of the total turnover time of slag trains has been performed. The actual values of indicators of the main technological operations are determined, which are compared with standard values. The deficiencies in the transport service of the slag side of the blast-furnace production are revealed. The analysis established that the actual duration (time) of the turnover of slag-carrying ladles (compositions) consists of the standard duration of the technological operations and non-standard inter-operation idle times.

Also analyzed are the values of unproductive and non-standard downtime in the turnover of slag carriages. The percentage of the duration of regulatory and non-regulatory downtime in the total turnover time was established. Deviations of the actual indicators from the standard practically do not lead to complication of the process of transport service and increase in the transport resources (carriage and locomotive fleet, track development, number of employees, etc.) due to mutual compensation of various time indicators.

This work is the first stage of the system analysis of the process of transport services for the domain production. Prerequisites have been created for further research on improving the efficiency of interaction between blast-furnace production and transport, reducing transport costs and production costs.

Keywords: *blast-furnace production, blast furnace, transport and technological scheme, liquid iron, industrial railway transport, hot-metal transfer car, time standard, rolling stock turnover, duration of technological operations, transport service, transport and technological delivery cycle, non-normative downtime, non-productive idle time.*

Рекомендовано до публікації: проф., д-р техн. наук Парунакян В. Е.
Стаття надійшла 10.02.2019 р.

УДК 669.013.002.5:639.4

doi.org/10.31498/2522-9990202019184369

Бейгул О. А., Грищенко Д. И., Бейгул В. О.

ФОРМИРОВАНИЕ НАГРУЗОК И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ БУГЕЛЬНОЙ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ СОЧЛЕНЕННОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА НА ПНЕВМОКОЛЕСНОМ ХОДУ

Разработана математическая модель формирования внешних нагрузок, восприятия и передачи внутренних усилий в силовых элементах бугельной несущей системы сочлененного контейнеровоза на пневмоколесном ходу, в основу которой положены три расчетных случая: движение на горизонтальном участке технологической дороги; формирование самоуравновешенных боковых сил, изгибающих лонжероны и поперечину бугельной рамы в своей плоскости, а также крутящих моментов, скручивающих раму при косом наезде на бордюр; нагружение поперечины рамы в своей плоскости от действия продольных сил.

Режим доступа: <http://sap.pstu.edu>

Записаны условия прочности для силовых элементов бугельной несущей системы, откуда получены расчетные выражения для определения рациональных параметров.

Ключевые слова: математическая модель, нагрузка, несущая система, бугельная рама, силовой элемент, расчетный случай, условия прочности, рациональные параметры.

Постановка проблемы. В металлургической отрасли наблюдается постоянный рост механизации и автоматизации транспортных операций в технологических линиях, где появляются новые задачи на пути развития перспективных образцов спецавтотранспорта [1, 2]. Для выполнения транспортных операций, связанных с контейнерной доставкой, весьма перспективной, является бугельная компоновка несущей системы [3,4]. Технологический спецавтотранспорт с такой компоновкой пока не получил распространения как в отечественном, так и в зарубежном автомобилестроении, поэтому возникает серьезная необходимость в проведении исследования формирования внешних нагрузок, внутренних усилий для определения рациональных параметров бугельной несущей системы сочлененного контейнеровоза.

Анализ последних исследований и публикаций. В работе [3] описаны конструктивные особенности бугельной компоновки, там же заложены основы проектирования таких систем, описана качественная сторона проектирования спецавтотранспорта с бугельной рамой. Работа [4] уже посвящена проектировочным расчетам на прочность автосcrapовоза с бугельной рамой. В работе [5] представлена методика проектирования контейнеровоза с порталной компоновкой. Следует заметить, что, несмотря на отличие компоновок этих машин, общую методологию можно взять на вооружение, где в основу формирования внешних нагрузок положены характерные режимы нагружения каждого силового элемента несущей системы, которые в дальнейшем будем называть расчетными случаями.

Нетрадиционная бугельная компоновка спецавтотранспорта объясняет, почему в настоящее время отсутствует методология проектирования контейнеровозов с такой компоновкой.

Цель исследования, таким образом, состоит в разработке математической модели формирования нагрузок и определении параметров бугельной несущей системы сочлененного контейнеровоза.

Основной материал исследования. На рис. 1 изображен сочлененный контейнеровоз с бугельной в плане рамой.

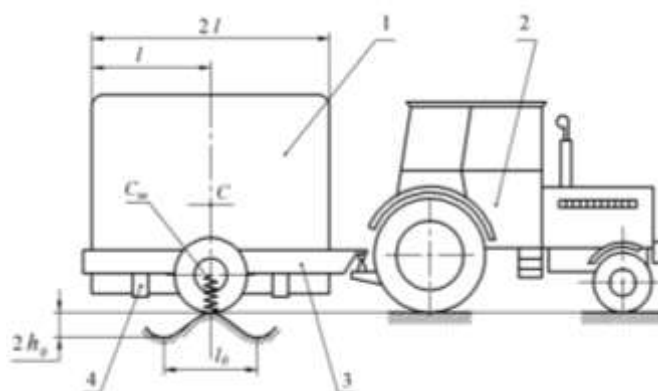


Рисунок 1 – Сочлененный контейнеровоз с бугельной рамой
1 – контейнер; 2 – тягач; 3 – полуприцеп с бугельной рамой; 4 – ложемент

Как следует из компоновки сочлененного контейнеровоза, его рама находится в условиях трехточечного опирания, поэтому при движении по неровностям технологических дорог не деформируется из своей плоскости; и в этом смысле вопросы крутильной жесткости такой рамы не актуальны. С другой стороны, тип профилей силовых элементов незамкнутой бугельной рамы, однозначно определяющий ее крутильную жесткость, выбирается из условий местного формирования нагрузок в сечениях установки подвески, а также опорных ложементов для контейнера.

На рис. 2 представлена бугельная рама сочлененного контейнеровоза, там же показаны характерные сечения, которые иллюстрируют формирование нагрузок и передачу усилий.

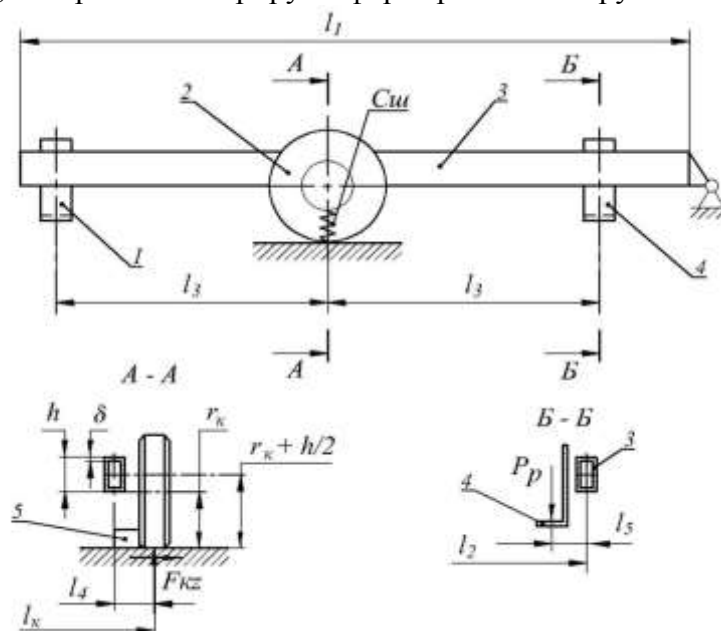


Рисунок 2 – Полуприцеп контейнеровоза с бугельной рамой
 1 – ложемент задний; 2 – колесо полуприцепа; 3 – бугельная рама;
 4 – ложемент передний; 5 – бордюр

В основу проектировочного расчета на прочность бугельной рамы положены три расчетных случая: 1) езда по неровностям технологических дорог на горизонтальном участке пути; 2) косой наезд на высокий бордюр; 3) трогание с места вперед при непреодолимом препятствии перед колесами полуприцепа. Первый расчетный случай регламентирует вертикальные нагрузки на лонжероны рамы, второй расчетный случай регламентирует поперечные нагрузки на лонжероны рамы, третий расчетный случай регламентирует нагрузки поперечной балки рамы.

Первый расчетный случай. Допустим, масса контейнера – m_k , тогда его вес равен $G_k = m_k g$. Учитывая, что крутильная жесткость контейнера незначительна, можно положить, что нагрузки, которые приходятся на каждый ложемент одинаковы, то есть $P = m_k g / 4$ при коэффициенте динамичности, равном единице, и в общем случае $P_p = k_{\partial 1} m_k g / 4$, где $k_{\partial 1}$ – коэффициент динамичности, соответствующий первому расчетному случаю.

Замечания по типу профилей бугельной несущей системы. Трехточечное опирание рамы снимает ограничения по крутильной жесткости несущей системы, но компоновочные

особенности рамы определяют консольное крепление подвески и ложементов к лонжеронам, которые дополнительно нагружаются крутящими моментами. Появление крутящих моментов склоняет к выбору закрытых профилей лонжеронов. На рис. 3 представлена расчетная схема бугельной рамы. Для разгрузки опорно-цепного устройства передние и задние ложементы должны находиться на одинаковом удалении от оси подвески, равном l_3 . В этом случае реакции опор в точках 5 и 16 равны $2P_p$. Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов (рис. 4).

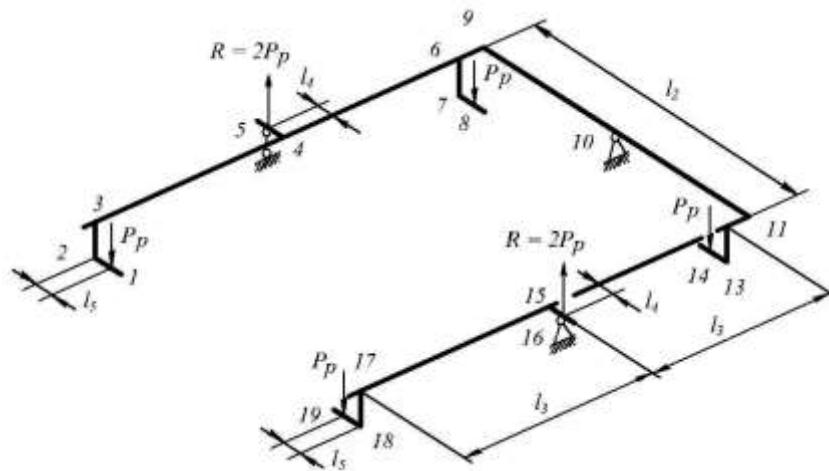


Рисунок 3 – Расчетная схема бугельной рамы по первому расчетному случаю

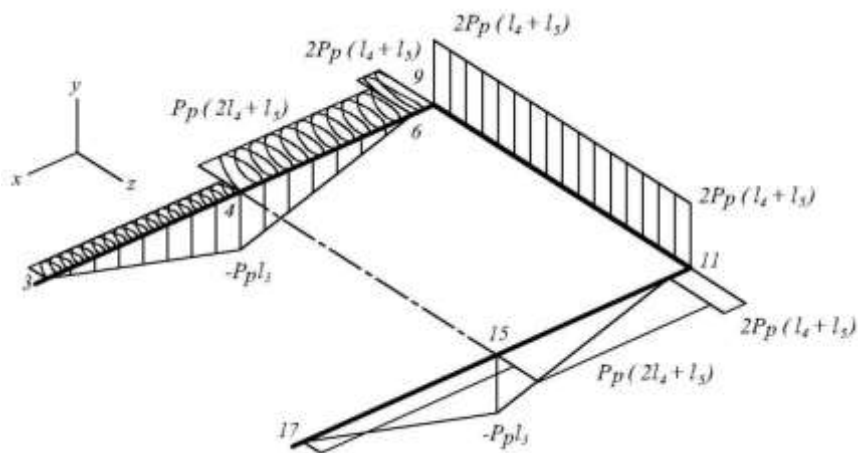


Рисунок 4 – Эпюры изгибающих M_u и крутящих M_{kp} моментов в бугельной раме по первому расчетному случаю

Второй расчетный случай моделирует формирование самоуравновешенных боковых сил, изгибающих лонжероны бугельной рамы в своей плоскости, а также крутящих моментов, скручивающих лонжероны при косом наезде на бордюр (рис. 2, сеч. А–А).

Расчетная боковая сила определяется как боковая реакция покрытия дороги:

$$R_{kz} = \frac{1}{2} m_{nc} g f, \quad (1)$$

где R_{kz} – расчетная боковая сила, действующая на колесо полуприцепа, Н;

m_{nc} – масса груженого полуприцепа, кг;

g – ускорение свободного падения, m/c^2 ;

f – коэффициент трения беговой поверхности пневматика колеса по дорожному покрытию.

Расчетный крутящий момент, действующий на лонжерон:

$$M_{kp} = R_{kz}(r_k + h/2), \quad (2)$$

где M_{kp} – расчетный крутящий момент, Н·м;

r_k – радиус качения колеса, м;

h – высота профиля лонжерона рамы, м.

Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов, действующих на раму (рис. 5).

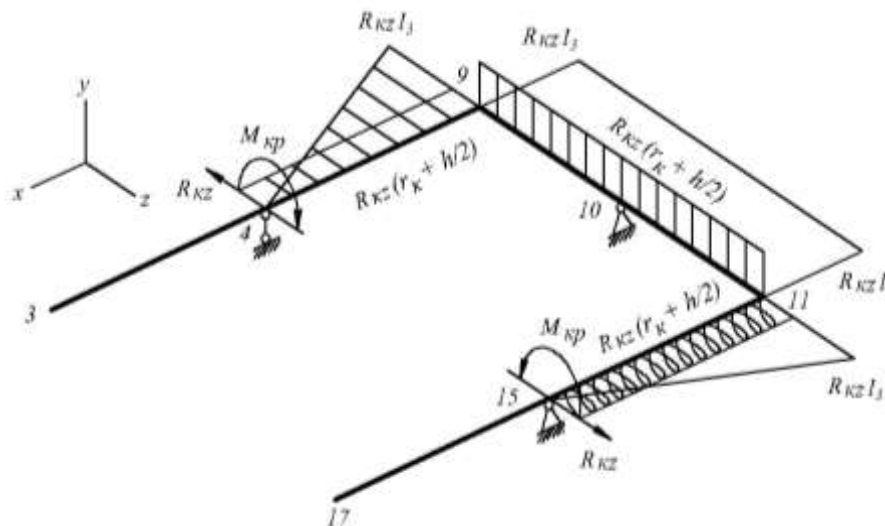


Рисунок 5 – Расчетная схема и эпюры изгибающих M_u и крутящих M_{kp} моментов по второму расчетному случаю

Третий расчетный случай моделирует в основном нагружение поперечной рамы в ее плоскости. Этот расчетный случай реализуется при тяговом усилии на уровне срыва сцепления приводных колес тягача, расчетное тяговое усилие определяется по формуле:

$$F_T = m_{Tk} g f, \quad (3)$$

где F_T – расчетное тяговое усилие тягача, Н;

m_{Tk} – масса тягача, сосредоточенная на приводных колесах, кг.

Строим эпюру изгибающих моментов M_u по третьему расчетному случаю, расчетная схема представлена на рис. 6.

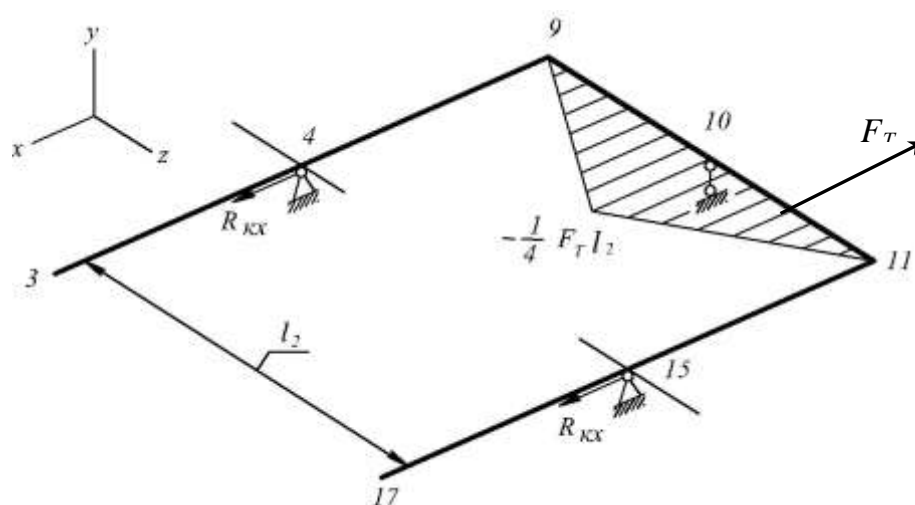


Рисунок 6 – Расчетная схема и эпюра изгибающих моментов M_u по третьему расчетному случаю

После построения эпюр изгибающих и крутящих моментов для всех расчетных случаев приступаем к проектировочным и поверочным расчетам на прочность бугельной рамы контейнеровоза. Учитывая совместное действие изгибающих и крутящих моментов на всех участках несущей системы, принимаем закрытый, тонкостенный, прямоугольный профиль, где b – основание, h – высота, δ – толщина стенок профиля.

Для определения параметров лонжеронов воспользуемся первым расчетным случаем. Как следует из эпюр изгибающих и крутящих моментов (рис. 4), опасным сечением для лонжеронов является опорное сечение 4, которое испытывает сложное напряженное состояние. Записываем условие прочности в этом сечении, используя третью теорию прочности:

$$\sigma_{\text{экр.}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left[\frac{M_u(4)}{W_u(4)}\right]^2 + 4\left[\frac{M_{kp}(4)}{W_{kp}(4)}\right]^2} \leq [\sigma], \quad (4)$$

где $\sigma_{\text{экр.}}$ – эквивалентное напряжение, Па;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение, Па;

$W_z(4)$ – момент сопротивления изгибу профиля лонжерона в опасном сечении, м^3 ;

$W_{kp}(4)$ – момент сопротивления кручению профиля лонжерона в опасном сечении, м^3 .

После раскрытия аналитических выражений изгибающих и крутящих моментов, а также геометрических характеристик опасного сечения [6] условие прочности (4) принимает следующий вид:

$$\sigma_{\text{экв.}} = \sqrt{\frac{(P_p l_3)^2}{\left[\frac{\delta h^2}{3} \left(3 \frac{e}{h} + 1\right)\right]^2} + 4 \frac{[P_p (2l_4 + l_5)]^2}{[2(e - \delta)(h - \delta)\delta]^2}} \leq [\sigma]. \quad (5)$$

Задаваясь двумя измерениями поперечного сечения, определяем третье из условия прочности (5). После определения всех параметров сечения лонжеронов проверяем их на изгиб в горизонтальной плоскости, например, в сечении 9 (рис. 5) в соответствии со вторым расчетным случаем.

Параметры поперечины бугельной рамы определяем из комбинации первого и третьего расчетных случаев с той особенностью, что коэффициент динамичности по первому расчетному случаю принимается равным единице. Поперечина испытывает сложный изгиб, и ее параметры определяются из следующего условия прочности:

$$\sigma_{z \max} = \frac{M_y(10)}{W_y} + \frac{M_x(10)}{W_x} \leq [\sigma], \quad (6)$$

где $\sigma_{z \max}$ – максимальное напряжение в поперечине при наложении первого и третьего расчетных случаев, Па;

$M_y(10)$ – изгибающий момент в опасном сечении по третьему расчетному случаю, Н·м;

$M_x(10)$ – изгибающий момент в опасном сечении по первому расчетному случаю, Н·м;

W_y – момент сопротивления изгибу сечения поперечины в горизонтальной плоскости, м³;

W_x – момент сопротивления изгибу сечения поперечины в вертикальной плоскости, м³;

После раскрытия аналитических выражений изгибающих моментов $M_x(10)$ и $M_y(10)$, а также геометрических характеристик опасного сечения (5) условие прочности (6) принимает следующий вид:

$$\sigma_{z \max} = \frac{\frac{1}{4} F_T l_2}{\frac{\delta b^2}{3} \left(3 \frac{h}{b} + 1\right)} + \frac{2P(l_4 + l_5)}{\frac{\delta h^2}{3} \left(3 \frac{b}{h} + 1\right)} \leq [\sigma]. \quad (7)$$

Из конструктивных соображений задаемся двумя параметрами поперечного сечения, а третий определяем из условия прочности (7).

ВЫВОДЫ

Таким образом, разработана математическая модель формирования нагрузок на несущую систему сочлененного контейнеровоза с бугельной рамой путем введения характерных режимов движения, сгруппированных в расчетные случаи, каждый из которых регламентирует нагружение как отдельных силовых элементов, так и всей несущей системы, а комбинации дают полную картину формирования внешних нагрузок, восприятия и передачи внутренних усилий на пути разработки и создания надежных и долговечных, рациональных по металлоемкости конструкций контейнеровозов с бугельной рамой.

Список использованных источников:

1. Гриф, М. И. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами для перевозки грузов в контейнерах и пакетах / М. И. Гриф, Р. А. Затван, В. Ф. Трофименко. – М. : Транспорт, 1989. – 19 с.
2. Грушников, В. А. Выбор транспортных средств для контейнерной доставки строительных грузов / В. А. Грушников // Промышленный транспорт. – 1987. – № 11. – С. 7.
3. Золотарев, А. Ф. Контейнеровоз на базе трактора Т-150к / А. Ф. Золотарев, И. А. Тоцкий // Промышленный транспорт. – 1977. – №6. – С. 22.
4. Дослідження та вибір типу несучої системи автоскrapовоза з U-подібною рамою / [О. О. Бейгул, М. М. Корнійчук, Г. Л. Лепетова, Д. В. Найда] // Надійність металургійного обладнання RME-2013: зб. наук. праць за матеріалами Міжнар. наук.-техн. конф. (Дніпропетровськ, 28–31 жовтня 2013 р.). – Дніпропетровськ: ІМА-прес, 2013. – С. 138–141.
5. Шматко, Д. З. Разработка инженерной методики проектирования несущих систем металлургических порталных машин на пневмоколесном ходу / Д. З. Шматко // Системні технології. – 2002. – Вип. 5 (21). – С. 113–127.
6. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев; отв. ред. Писаренко Г.С. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наукова думка, 1988. – 736 с.

Бейгул О. О., Грищенко Д. І., Бейгул В. О.

ФОРМУВАННЯ НАВАНТАЖЕНЬ І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ БУГЕЛЬНОЇ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ ЗЧЛЕНОВАНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА НА ПНЕВМОКОЛІСНОМУ ХОДІ

У металургійній галузі спостерігається постійне зростання механізації та автоматизації транспортних операцій у технологічних лініях, де з'являються нові задачі на шляху розробки перспективних зразків спецавтотранспорту. Для виконання транспортних операцій, пов'язаних з контейнерною доставкою технологічних вантажів, перспективною є бугельна несуча система на пневмоколесному ході. Машин з такою компоновкою мало, тому дослідження та визначення раціональних параметрів контейнеровозів з бугельною рамою є актуальними і своєчасними.

Мета роботи, таким чином, полягає в розробці математичної моделі формування навантажень і визначенні раціональних параметрів бугельної несучої системи зчленованого контейнеровоза на пневмоколесному ході.

На цій підставі розроблена математична модель формування зовнішніх навантажень, сприйняття та передачі внутрішніх зусиль у силових елементах бугельної

Режим доступу: <http://sap.pstu.edu>

несучої системи зчленованого контейнеровоза на пневмоколісному ході, в основу якої покладені три розрахункові випадки: рух на горизонтальній ділянці технологічної дороги; формування самоврівноважених бокових сил, згинаючих лонжерони та поперечину рами у своїй площині; навантаження рами у своїй площині від дії поздовжніх сил. Записані умови міцності для силових елементів бугельної несучої системи, звідки отримані розрахункові вирази для визначення раціональних параметрів.

Перспектива даного дослідження полягає в тому, що розроблений алгоритм визначає повну картину формування зовнішніх навантажень, сприйняття та передачі внутрішніх зусиль на шляху розробки і створення новітньої компоновки контейнеровозів зі зчленованою рамою бугельного типу.

Ключові слова: математична модель, навантаження, несуча система, бугельна рама, силовий елемент, розрахунковий випадок, умови міцності, раціональні параметри.

Beygul O. A., Grischenko D. I., Beygul V. O.

LOADS FORMING AND DETERMINATION OF BAND LOOP LOAD-CARRYING SYSTEM ARTICULATED CONTAINER TRUCK ON PNEUMATIC WHEELS PARAMETERS

The metallurgical branch of industry evolves mechanization and automatization of transportal operations at technological lines for new problems of perspective models special motor-vehicle working out. The band loop load-carrying system on pneumatic wheels is optimum for container transportation of technological palletized cargo. Special motor-vehicles with such configuration are absent, therefore investigation and calculation of container motor-vehicles with band loop load-carrying system rational parameters are well timed and important.

Object of research is working-out of forming load mathematical model and sizing of articulated container truck on pneumatic wheels with band loop supporting structure rational parameters.

The mathematical model of external loads forming and inside loads transmission in force elements for band loop supporting structure of articulated container truck on pneumatic wheels has been worked out. Basis of this mathematical model is next design cases: motion on horizontal technological road; forming of self-balancing forces in band loop supporting structure plane loading of band loop supporting structure by longitudinal forces in plane; strength conditions for force elements of band loop supporting structure and solution expressions for rational parameters of band loop supporting structure have been received.

Perspective of this research—working-out of calculation algorithm for rational parameters selection of articulated container truck on pneumatic wheels with band loop supporting structure under calculation of external loads and inside forces shaping.

Keywords: *mathematical model, loading, load-carrying system, band loop frame, force element, design case, strength condition, rational parameters.*

Рекомендована к публикации: д-р техн. наук, профессор Ищенко А. А.

Статья поступила 01.03.2019 г.