

ГОРНЫЕ МАШИНЫ MINING MACHINES

Научная статья

УДК 629.017:629.018+629.3.027.3

DOI: 10.26730/1816-4528-2023-5-31-44

Дубинкин Дмитрий Михайлович^{1*}, Бокарев Александр Игоревич²

¹Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева

²Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

E-mail: ¹ddm.tm@kuzstu.ru, ²bokarev@bmstu.ru

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК НА СИЛОВУЮ СТРУКТУРУ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ



Информация о статье

Поступила:

14 сентября 2023 г.

Одобрена после

рецензирования:

30 ноября 2023 г.

Принята к печати:

01 декабря 2023 г.

Опубликована:

19 декабря 2023 г.

Ключевые слова:

Многозвенное моделирование, прочность, нагруженность, карьерный самосвал, силовая структура, метод квазистатического нагружения

Аннотация.

В процессе проектирования и валидации автомобильной техники практически на всех стадиях активно используются методы математического многозвенного моделирования для решения инженерных задач. Моделирование многозвенных систем используется для исследования поведения сложных систем, состоящих из большого числа связанных и подвижных частей. Многозвенные модели разрабатываются по образцу и подобию предшествующих им цифровых моделей, имеющих типовой формат программного обеспечения комплекса средств автоматизации проектирования. В автомобилестроении наиболее характерными задачами, решаемыми с помощью инструментов многозвенного моделирования, являются задачи определения нагрузок на силовую структуру автомобильной техники. В области легкового автомобилестроения отечественные и зарубежные исследователи имеют значительные наработки по данной тематике, однако в области определения нагрузок для силовой структуры внедорожных большегрузных транспортных средств все еще имеются определенные проблемы. Общая характеристика проблем заключается в отсутствии нормативной методической базы, инструктирующей эффективное применение инструментов многозвенного моделирования при определении нагрузок на ранних стадиях проектирования.

В данной статье описаны результаты разработки методики определения нагрузок на силовую структуру карьерных самосвалов как частный случай внедорожного большегрузного транспортного средства, а также приведено описание опыта применения данной методики на примере моделирования нагружения передней подвески карьерного самосвала. Основы методики заключаются в особенностях построения математических моделей, формализации типовых случаев нагружения и способа моделирования нагружения.

Целью работы является формирование предпосылок в области наработки нормативной методической базы для выстраивания эффективного процесса проектирования шасси внедорожных большегрузных транспортных средств.

Для цитирования: Дубинкин Д.М., Бокарев А.И. Разработка методики определения нагрузок на силовую структуру карьерных самосвалов // Горное оборудование и электромеханика. 2023. № 5 (169). С. 31-44. DOI: 10.26730/1816-4528-2023-5-31-44, EDN: ARXNII

Благодарности: Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации по соглашению от 30.09.2022 г. №075-15-2022-1198 с ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева» Комплексной научно-технической программы полного инновационного цикла «Разработка и внедрение комплекса технологий в областях разведки

и добычи твердых полезных ископаемых, обеспечения промышленной безопасности, биоремедиации, создания новых продуктов глубокой переработки из угольного сырья при последовательном снижении экологической нагрузки на окружающую среду и рисков для жизни населения» (КНТП «Чистый уголь – Зеленый Кузбасс») в рамках реализации мероприятия «Разработка и создание беспилотного карьерного самосвала челночного типа грузоподъемностью 220 тонн» в части выполнения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

Введение

Обеспечение прочности и долговечности силовой структуры карьерной техники является важной инженерной задачей. Особый вклад в данное направление внесли такие ученые и исследователи, как Г.О. Котиев [1], Ю.Н. Барышников [2], Д.М. Дубинкин [3, 4], Д.С. Вдовин [5], И.В. Чичекин [6], В.Н. Лата [7], G.S. Pahwa [8], P. Johannesson and M. Speckert [9], B. Zhang [10] и многие другие исследователи. Выбор способов моделирования, режимов нагружения и обоснование их методов расчета является трудоемкой задачей в условиях отсутствия регламентированных методик и стандартов. Построение моделей вновь проектируемых самосвалов в сборе и моделирование их поведения без использования ранее проверенных и валидированных моделей по критериям нагруженности является очень сомнительным вариантом с высоким риском получения неоднозначных результатов. Из области легкового автомобилестроения широко известен метод квазистатического моделирования нагружения, применяемый для вновь проектируемых автомобилей на ранних стадиях. [11] Данный метод не требует повышенной детализации модели и, самое главное, нет необходимости в использовании сложных моделей шин, что очень актуально для начальных этапов проектирования. В связи с этим становится актуальной задача адаптации метода квазистатического моделирования нагружения для применения к вновь проектируемым самосвалам. Результаты адаптации метода предлагаются авторами статьи в виде методики определения нагрузок на силовую структуру карьерных самосвалов, а также демонстрации ее применения на примере моделирования нагружения передней подвески ка-

рьерного самосвала.

Описание основных положений методики

Блок-схема с иллюстрацией последовательности мероприятий для определения нагрузок представлена на Рис. 1.

Синтез исходных данных содержит в себе следующую информацию:

- 1) Техническое задание на карьерный самосвал.
- 2) Цифровая модель карьерного самосвала, разработанная в системе автоматизированного проектирования.
- 3) Массогабаритные параметры самосвала.
- 4) Параметры карьера, для которого проектируется карьерный самосвал (углы подъема, спуска, косогора, максимальный коэффициент сцепления).
- 5) Глобальная система координат самосвала.
- 6) Геометрия оси крена самосвала.
- 7) Схема трансмиссии самосвала с указанием данных о крутящем моменте и передаточных числах редукторов.
- 8) Документ по массовой сводке основных компонентов подрессоренных и неподрессоренных частей карьерного самосвала.

Разработка математических моделей проводится в специализированных средах имитационного многозвенного моделирования, таких как ADAMS, RecurDyn, NX, SIMPAC, IPG, DADS, EULER, Universal mechanism и другие. Для исследования нагруженности методом квазистатического нагружения требуется разрабатывать отдельные модели переднего и заднего модулей самосвала в сборе с виртуальным стендом, поскольку исследование нагруженности предполагается индивидуальным. Типовая структура математической модели представлена на Рис. 2 на примере сборки переднего



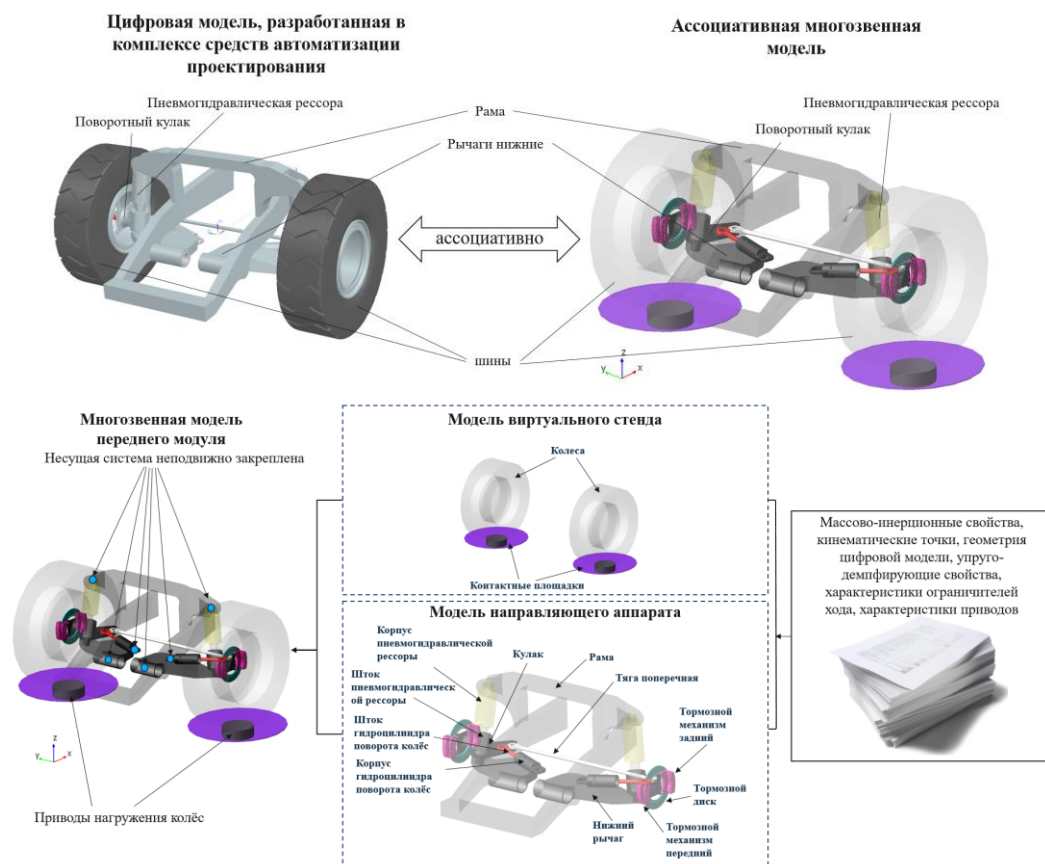


Рис. 2 Типовая структура математической модели
Fig. 2. Typical structure of the mathematical model

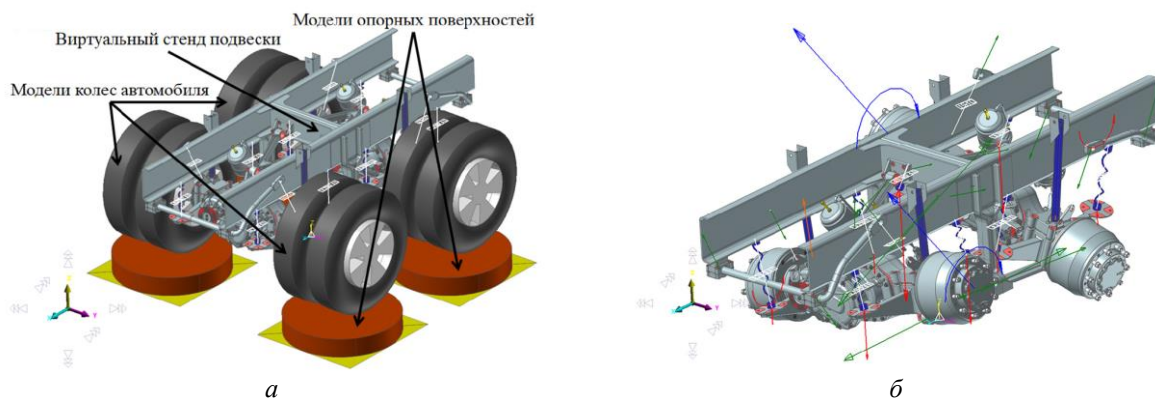


Рис. 3. Пример разработки математической модели задней тележки грузового автомобиля в сборе с виртуальным стендом для задач определения максимальных нагрузок в подвеске: а – общий вид модели в сборе с виртуальным стендом; б – иллюстрация нагружения модели [12]
Fig. 3. An example of the development of a mathematical model of the rear truck of a truck assembled with a virtual stand for the tasks of determining the maximum loads in the suspension: a – a general view of the model assembled with a virtual stand; b – an illustration of the loading of the model [12]

модуля с виртуальным стендом. Из Рис. 2 следует, что сборка разрабатываемой математической модели содержит подсистемы, выбор количества которых определяет уровень универсальности модели. Соблюдение правила деления моделей на простейшие подсистемы делает их адаптивными к использованию для широкого круга задач. Характерные особенности таких моделей заключаются в том, что несущая система неподвижно фиксируется и моделирование нагруженности происходит относительно неподвижной рамы (имитация закрепления к

неподвижной оснастке), а колеса при этом взаимодействуют с контактными площадками виртуального стенда. Виртуальный стенд обеспечивает нагружение исследуемого модуля реакциями, возникающими в пятне контакта шины с опорными площадками стенда. Кроме того, к поддрессорным компонентам и системам, которые крепятся на несущую систему, следует прикладывать силы инерции. Типовой опыт разработки и применения подобных моделей для определения нагрузок на силовую структуру демонстрируется отечественными иссле

Таблица 1. Расчетные режимы карьерных самосвалов

Table 1. Design modes of mining dump trucks

Нагрузочный режим	Коэффициенты на передний модуль			Коэффициенты на задний модуль		
	X	Y	Z	X	Y	Z
1 – Статика	-	-	1.0 У	-	-	1.0 У
2 – Торможение при движении вперед	0.5* У	-	1.0 У	0.5* У	-	1.0 У
3 – Торможение при движении назад	-0.5* У	-	1.0 У	-0.5* У	-	1.0 У
4 – Тяга в гору передним ходом с ускорением	-	-	1.0 У	-0.15* У	-	1.0 У
5 – Тяга в гору задним ходом с ускорением	-	-	1.0 У	0.15* У	-	1.0 У
6 – Движение в правом повороте – 30% хода гидроцилиндров поворота колес	-	0.4* У	1.0 У	-	0.4* У	1.0 У
7 – Движение в левом повороте – 30% хода гидроцилиндров поворота колес	-	-0.4* У	1.0 У	-	-0.4* У	1.0 У
8 – Движение по косоугору (правый уклон)	-	-	1.0 У	-	-	1.0 У
9 – Движение по косоугору (левый уклон)	-	-	1.0 У	-	-	1.0 У
10 – Поворот на месте на спуске вправо – 50% хода гидроцилиндров поворота колес	-	-	1.0 У	-	-	1.0 У
11 – Поворот на месте на спуске влево – 50% хода гидроцилиндров поворота колес	-	-	1.0 У	-	-	1.0 У
12 – Поворот на месте на спуске вправо – 100% хода гидроцилиндров поворота колес	-	-	1.0 У	-	-	1.0 У
13 – Поворот на месте на спуске влево – 100% хода гидроцилиндров поворота колес	-	-	1.0 У	-	-	1.0 У
14 – Опрокидывание груза с платформы (10% подъема платформы)	-	-	1.0 У	-	-	1.0 У
15 – Опрокидывание груза с платформы (50% подъема платформы)	-	-	1.0 У	-	-	1.0 У
16 – Несимметричный упор левым колесом заднего моста	-	-	1.0 Д	-1.5 Д	-	1.5 Д
17 – Несимметричный упор правым колесом заднего моста	-	-	1.0 Д	-1.5 Д	-	1.5 Д
18 – Симметричный пробой передней подвески	-	-	2.5 Д	-	-	1.0 Д
19 – Симметричный пробой заднего моста	-	-	1.0 Д	-	-	2.5 Д
20 – Удар колес заднего моста о препятствие при подъезде к месту разгрузки	-	-	1.0 Д	-1.5 Д	-	2.5 Д
21 – Удар колес передней подвески о препятствие	1.0 Д	-	2.0 Д	-	-	1.0 Д
22 – Буксировка с подъемом за поперечину спереди	-	-	1.0 У	-	-	1.0 У
23 – Буксировка с подъемом за грузовую платформу сзади	-	-	1.0 У	-	-	1.0 У

Примечания:

- «У»: коэффициент ускорения;

- «Д»: коэффициент максимальной динамической нагрузки;

- *: величина коэффициента определяется динамическими характеристиками самосвала и максимальным коэффициентом сцепления шин с опорным покрытием.

дователями И.В. Чичекиным и Р.О. Максимовым в литературе [12], ими разработана модель задней тележки грузового автомобиля в сборе с виртуаль-

ным стендом для определения максимальных нагрузок в подвеске (Рис. 3).

В математической модели требуется учитывать следующее:

- кинематические точки;
- кинематические и силовые связи в узловых точках;
- линейные и нелинейные характеристики упругих и демпфирующих элементов (например, основные упругие и демпфирующие элементы, резино-металлические шарниры, опоры, буферы сжатия и отбоя, шарнирные и болтовые соединения);
- массогабаритные и инерционные свойства основных деталей;
- неучтенная масса;
- характеристики приводов (например, гидроцилиндры управления положением платформы или гидроцилиндры поворота управляемых колес);
- упрощенную модель шины;
- датчики измерения сил и моментов в узловых точках деталей, для которых требуется определить нагрузки.

Преимущества метода квазистатического нагружения отдельных модулей самосвала перед методом моделирования нагруженности с использованием полноценной модели самосвала, когда его движение моделируется по виртуальным неровностям, следующие:

- относительная простота разрабатываемых математических моделей;
- длительность расчетов сравнительно мала;
- возможность индивидуального параметрического анализа поведения переднего и заднего модулей карьерного самосвала;
- отсутствует необходимость точного моделирования пятна контакта шины с опорной поверхностью и учета объемного контакта шины с неровностями, поскольку предполагается длительный во времени процесс нагружения заранее формализованной нагрузкой либо в центре колеса, либо в пятне контакта шины с опорной площадкой;
- простота интерпретации полученных нагрузок с заданным режимом нагружения.

Перечень допущений при построении моделей:

- линейные свойства материалов компонентов, изготавливаемых из стали или алюминия, могут не учитываться, если работа направляющего устройства не основана на упругой деформации одного из направляющих компонентов [13];
- допускается упрощенное построение математической модели, позволяющее уменьшить количество элементов в модели (например, можно заменить многоболтовое соединение на один соединительный элемент);
- инерционные силы моделируются только для поддрессоренных частей, устанавливаемых на несущей системе;
- отсутствует необходимость учета в модели частотно-зависимых параметров резинотехнических изделий;
- в модели шины допускается учет только вертикальной жесткости и геометрии пятна контакта шины.

Разработка типовых режимов эксплуатации самосвала основана на предварительном расчете ре-

акций, возникающих в пятне контакта колес с опорными поверхностями, для комплекса событий, которые характеризуют штатную эксплуатацию в рамках предполагаемого ресурса. Рассчитанные реакции используются в среде имитационного моделирования моделью виртуального стенда для осуществления нагружения моделей. Большинство режимов являются типовыми и определяются динамикой самосвала. К таким режимам относятся ускорение, торможение или движение в повороте. Величины нагрузок для типового режима определяются одним или несколькими коэффициентами ускорения:

$$k_{ai} = a_i/g \quad (1)$$

где a_i – ускорение самосвала в направлении оси «i», [м/с²]; g – ускорение свободного падения, [м/с²].

Комплекс событий должен содержать и специальные, характеризующиеся, например, наличием препятствий на карьере и неаккуратной эксплуатацией самосвала. К специальным событиям могут относиться режимы наезда на препятствие или удара о препятствие. В соответствии с литературой [14] величины нагрузок для специальных событий определяются одним или несколькими коэффициентами максимальной динамической нагрузки (на англ. Peak Dynamic Load Ratio):

$$PDLR = F_{di}/F_{ci} \quad (2)$$

где F_{di} – максимальная динамическая реакция в пятне контакта колеса с опорной поверхностью на колесе «i», [Н]; F_{ci} – статическая реакция в пятне контакта колеса с опорной поверхностью на колесе «i», [Н].

В Таблице 1 приводятся режимы нагружения карьерных самосвалов и предложены предельные коэффициенты.

На Рис. 4 представлена иллюстрация кривой усталости, поясняющая принадлежность назначенных режимов к категории нормальной и форсированной эксплуатации. Идеологически принято, что такие режимы могут встречаться за весь срок эксплуатации в количестве от $N_2 = 1 \cdot 10^3$ до $N_4 = 2 \cdot 10^6$ при использовании в качестве показателя степенной функции уравнения Баскина $b = -1/5$ (для деталей, изготовленных из стали или алюминия), что формирует требования к прочности и долговечности компонентов безопасности самосвала. К компонентам безопасности относятся компоненты, выход из строя которых недопустим (выход из строя таких деталей во время эксплуатации техники сопоставим с риском для жизни человека), в частности, это касается деталей силовой структуры, которые передают нагрузку от поддрессоренных частей к поддрессоренным и обратно: подрамники, рамы, направляющее устройство, компоненты рулевого управления, мосты, ступицы колес, колеса и другие компоненты [9].

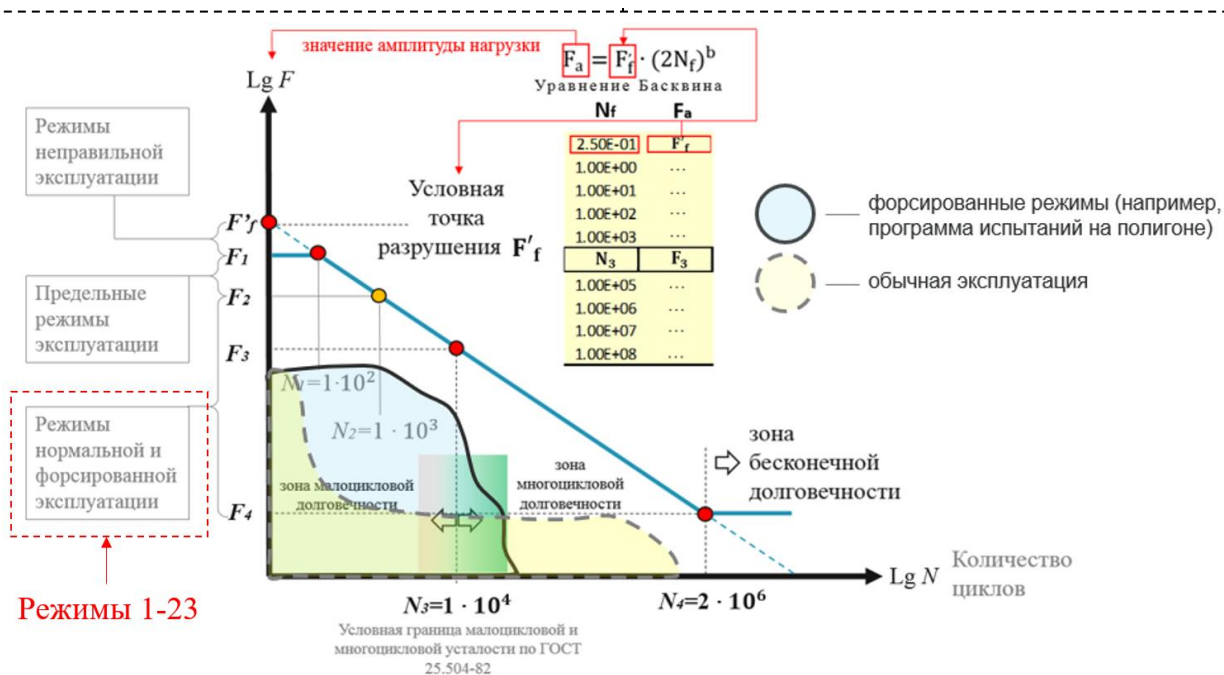


Рис. 4. Иллюстрация принадлежности назначенных режимов на кривой усталости (рисунок разработан с использованием источника [15])

Fig. 4. Illustration of the assigned modes on the fatigue curve (the figure is developed using the source [15])

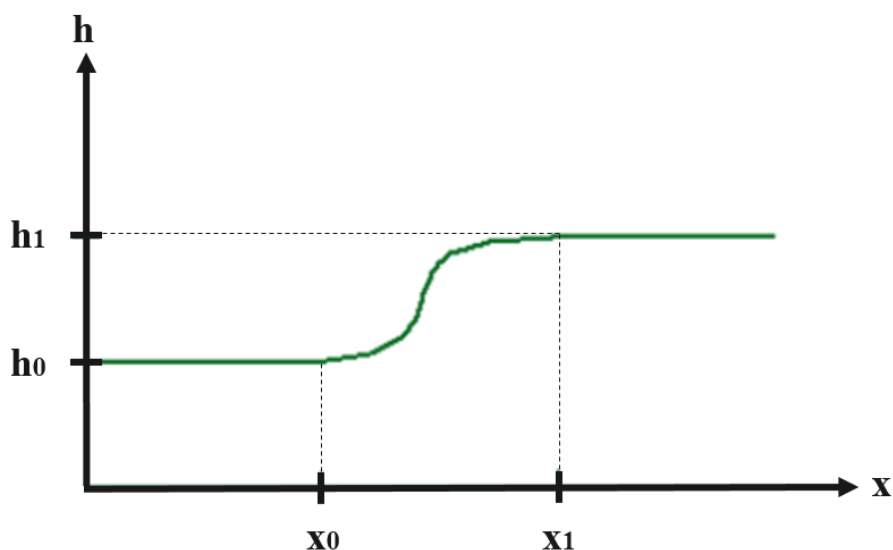


Рис. 5. Иллюстрация функции перехода типа STEP третьего порядка

Fig. 5. Illustration of the third-order STEP transition function

Моделирование типовых режимов следует осуществлять по принципу разгрузки-нагрузки с помощью построения функций нагружения. В качестве режима разгрузки используется режим №1 (статика) из Таблицы 1, а в качестве нагрузки используется моделируемый режим. Функция нагружения в конечном виде состоит из последовательности событий разгрузки-нагрузки, включающей в себя все 23 режима Таблицы 1. Для обеспечения плавности перехода между режимами разгрузки и нагрузки следует использовать функцию перехода типа STEP третьего порядка (кубическая). Значения функции STEP определяются начальным и конечным значениями перемещения, а также периодом перехода. Для пояснения математического описания функции STEP приведен Рис. 5.

Математическое описание функции перехода типа STEP третьего порядка представлено ниже:

$$a = h_0 - h_1 \quad (3)$$

$$\Delta = (x - x_0) / (x_1 - x_0) \quad (4)$$

$$\text{STEP} = \begin{cases} h_0 & : x \leq x_0 \\ h_0 - a \cdot \Delta^2 (3 - 2\Delta) & : x_0 < x < x_1 \\ h_1 & : x \geq x_1 \end{cases} \quad (5)$$

Для моделирования эксплуатационных нагрузок самосвала рекомендуется принимать длительность полного цикла от 4 до 8 секунд. Чем больше длительность, тем более стабильно математическая модель отработает функцию нагружения. При недостаточной длительности имеется риск возникно-

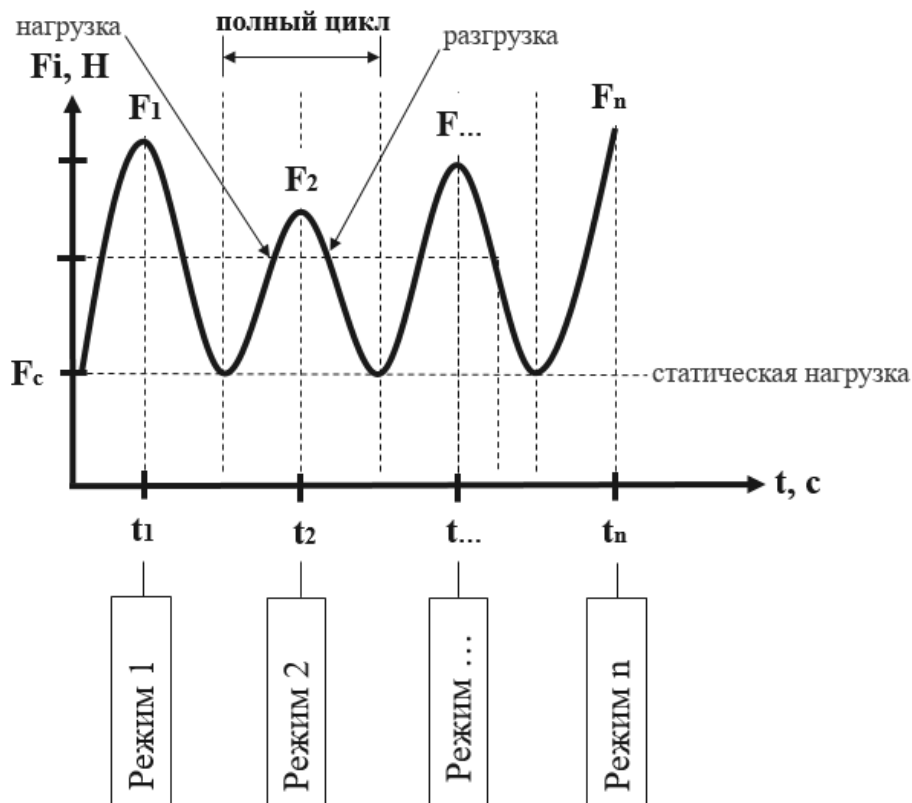


Рис. 6. Временная история нагрузки
Fig. 6. Time history of the load

Таблица 2. Основные параметры самосвала
Table 2. The main parameters of the dump truck

Наименование параметра	Обозначение	Значение	Размерность
Полная масса	M_a	409 691.1	кг
Перераспределение полной массы на перед	$k_{па}$	0.338	-
Перераспределение полной массы на зад	$k_{за}$	0.662	-
Колесная база	L	6.100	м
Высота центра масс при полной массе	$h_{ца}$	3.952	м
Колея колес передней подвески	B_p	3.05	м
Колея колес заднего моста	$B_з$	2.74	м
Статический радиус	r_c	1.652	м
Угол при буксировке	$\alpha_б$	4.0	°

вения слабо затухающих колебаний в некоторых звеньях математической модели, которые в ряде случаев можно устранить тонкой настройкой демпфирования, однако наилучшим решением является назначение оптимальной длительности переходного процесса.

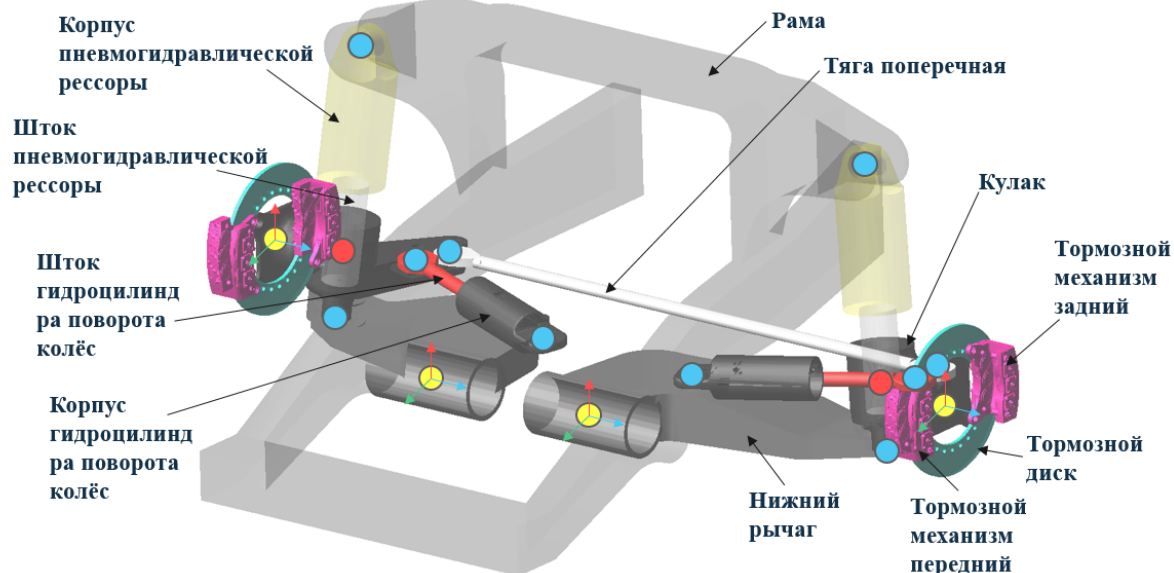
Нагрузки, получаемые на компоненты силовой структуры, регистрируются в виде временных историй и на этапе формирования функций нагружения модели становится известной информация о том, какое значение времени моделирования соответствует заданному эксплуатационному режиму нагружения. По этой причине метод квазистатического нагружения предполагает соответствие заранее известных срезов по времени заданному нагрузочному режиму. На Рис. 6 представлена поясняющая иллюстрация функции нагрузки.

Обработка результатов получаемых нагрузок на компоненты сводится к средствам быстрой обработки табличных данных для вывода необходимых значений в заданный срез по времени, а также последующей проверки баланса сил и моментов.

Описание результатов применения методики

Отработка предложенной методики приводится для модели переднего модуля типового карьерного самосвала. Основные параметры самосвала представлены в Таблице 2.

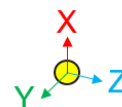
Метаматематическая модель колеса переднего модуля реализована в виде массы 7700 кг, включающей в себя массу колеса в сборе с шиной и другими деталями вращения. Радиус шины задан статическим 1654 [мм], а вертикальная жесткость шины составляет 60 000 [Н/мм].



Узел	Fx, кН/мм	Fy, кН/мм	Fz, кН/мм	Mx, кНмм/°	My, кНмм/°	Mz, кНмм/°
Тип «А»	500	500	500	1e+01	1e+01	1e+01
Тип «Б»	500	500	500	1e+08	1e+08	1e+01
Тип «В»	500	500	500	1e+08	1e+08	1e+08

Примечание:

Ориентация осей шарниров представлена только для шарнира типа «Б», поскольку у остальных шарниров одинаковые характеристики по всем осям.



«б»

Рис. 7. Характеристики соединительных звеньев многозвенной модели

Fig. 7. Characteristics of connecting links of the multi-link model

Таблица 3. Массово-инерционные параметры

Table 3. Mass-inertia parameters

Наименование детали	Масса, кг	Координаты центра масс, мм			Моменты инерции, кг/мм ²		
		X	Y	Z	Ixx	Iyy	Izz
Корпус пневмогидравлической рессоры	291.0	58.4	-2202.1	815.1	4.96E+07	4.95E+07	6.42E+06
Шток пневмогидравлической рессоры	269.0	10.1	-2274.9	167.8	1.20E+07	1.20E+07	2.09E+06
Шток гидроцилиндра поворота колёс	978.3	184.3	-1000.2	-266.2	7.79E+07	7.61E+07	1.62E+07
Корпус гидроцилиндра поворота колёс	121.7	316.9	-1381.9	-237.8	2.68E+07	2.67E+07	4.89E+05
Кулак	1179.1	98.2	-2384.5	-48.3	1.32E+08	1.20E+08	6.07E+07
Тяга поперечная	232.0	879.5	0.1	-217.5	4.05E+08	4.05E+08	3.95E+05
Тормозной механизм задний	141.3	-330.0	-2777.1	0.0	4.14E+06	3.41E+06	1.70E+06
Тормозной механизм передний	141.3	330.0	-2777.1	0.0	4.14E+06	3.41E+06	1.70E+06
Нижний рычаг	2961.5	-475.6	-1142.8	-247.8	1.06E+09	9.27E+08	1.85E+08

Рассчитанные реакции в центре колеса и пятне контакта колёс с опорной поверхностью представлены в Таблице 4. Функции нагружения формируются с использованием полученных значений реакций. Длительность полного цикла переходного процесса разгрузки-нагрузки принята 4 секунды.

Результаты моделирования нагруженности переднего модуля самосвала представлены на Рис. 8 в

виде сравнения задаваемых и получаемых в модели реакций.

Из Рис. 8 следует вывод, что математическая модель с высоким уровнем точности отрабатывает функции нагружения. Такое поведение модели свидетельствует о правильно выбранной длительности переходного процесса разгрузки-нагрузки функций нагружения. Упругие и диссипативные связи

Таблица 4. Реакции в центре колеса и пятне контакта колес с опорной поверхностью
Table 4. Reactions in the center of the wheel and the contact spot of the wheels with the support surface

Обозначения: F_{xp} – продольная сила в центре колеса; F_{yp} – поперечная сила в пятне контакта; F_{zp} – вертикальная сила в пятне контакта

			Ось X	Ось Y	Ось Z
№	Наименование режима	Борт	F_{xp} , Н	F_{yp} , Н	F_{zp} , Н
1	Статика	левый борт			679 625
		правый борт			679 625
2	Торможение при движении вперед	левый борт	937 429		1 874 858
		правый борт	937 429		1 874 858
3	Торможение при движении назад	левый борт	-286 417		572 834
		правый борт	-286 417		572 834
4	Тяга в гору передним ходом с ускорением	левый борт			893 882
		правый борт			893 882
5	Тяга в гору задним ходом с ускорением	левый борт			1 541 663
		правый борт			1 541 663
6	Движение в правом повороте – 30% хода гидроцилиндров поворота колес	левый борт		90 834	796 105
		правый борт		64 162	562 341
7	Движение в левом повороте – 30% хода гидроцилиндров поворота колес	левый борт		-64 162	562 341
		правый борт		-90 834	796 105
8	Движение по косогору (уклон вправо)	левый борт		12 885	644 268
		правый борт		14 294	714 709
9	Движение по косогору (уклон влево)	левый борт		-14 294	714 709
		правый борт		-12 885	644 268
10	Поворот на месте на спуске вправо – 50% хода гидроцилиндров поворота колес	левый борт			1 347 329
		правый борт			1 347 329
11	Поворот на месте на спуске влево – 50% хода гидроцилиндров поворота колес	левый борт			1 347 329
		правый борт			1 347 329
12	Поворот на месте на спуске вправо – 100% хода гидроцилиндров поворота колес	левый борт			1 347 329
		правый борт			1 347 329

математической модели настроены оптимально и не требуют корректировки. Также проведен отдельный анализ поведения модуля с точки зрения настроек упругих элементов, который показал соответствие конструктивного положения модуля относительно рамы, соответствие полных рабочих

ходов на сжатие и отбой пневмогидравлических рессор, а также заданных упругих характеристик. Таким образом, реакции в пятне контакта колес с опорной поверхностью и центре колес моделируются адекватно, поэтому нагрузки, перераспределяемые на компоненты силовой структуры, обос-

Продолжение таблицы 4.

Continuation of table 4.

13	Поворот на месте на спуске влево – 100% хода гидроцилиндров поворота колес	левый борт			1 347 329
		правый борт			1 347 329
14	Опрокидывание груза с платформы (10% хода гидроцилиндров платформы)	левый борт			640 640
		правый борт			640 640
15	Опрокидывание груза с платформы (50% хода гидроцилиндров платформы)	левый борт			449 332
		правый борт			449 332
16	Несимметричный упор левым колесом заднего моста	левый борт			679 625
		правый борт			679 625
17	Несимметричный упор правым колесом заднего моста	левый борт			679 625
		правый борт			679 625
18	Симметричный пробой передней подвески	левый борт			1 699 062
		правый борт			1 699 062
19	Симметричный пробой заднего моста	левый борт			679 625
		правый борт			679 625
20	Удар колес заднего моста о препятствие при подъезде к месту разгрузки	левый борт			679 625
		правый борт			679 625
21	Удар колес передней подвески о препятствие	левый борт	679 625		1 359 249
		правый борт	679 625		1 359 249
22	Буксировка с подъемом за поперечину спереди – при снаряженной массе	левый борт			0
		правый борт			0
23	Буксировка с подъемом за грузовую платформу сзади – при снаряженной массе	левый борт			446 360
		правый борт			446 360

нованно могут быть использованы для оценки прочности и долговечности конструкций. Следует также учитывать, что многокритериальная проверка результатов включает в себя расчет баланса сил и моментов всех деталей, на которые определены нагрузки. Если баланс не соблюдается, то требуется выполнить перепроверку разработанных моделей и других исходных данных на предмет ошибки. В качестве примера на Рис. 9 представлены результаты моделирования, которые являются неудовлетворительными.

Подобные результаты свидетельствуют о необходимости внесения корректировок в разработанные

математические модели, увеличения длительности переходного процесса функций разгрузки-нагрузки и повторному проведению моделирования для достижения удовлетворительной сходимости результатов расчета и симуляции. Удовлетворительными считаются результаты, если расхождение задаваемой реакции в пятне контакта шины с опорной площадкой стенда и получаемой в модели реакции составляет менее 5%.

Заключение

- разработанная методика определения нагрузок силовой структуры карьерных самосвалов показывает свою эффективность в рамках проектных работ и обоснованно служит предпосылкой в области

наработки и внедрения нормативной методической базы для выстраивания эффективного процесса проектирования шасси внедорожных большегрузных транспортных средств.

- представленная в работе методическая информация рекомендуется для применения на ранних этапах проектирования, когда информации об объекте исследования недостаточно для построения математических моделей с большей детализацией.

- полученные результаты в виде методики и результатов ее применения могут быть полезны инженерам и исследователям, занятым вопросами исследования нагруженности силовой структуры шасси внедорожных большегрузных транспортных средств, для построения математических моделей, формирования режимов и функций нагружения, а

также для оценки результатов моделирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kotiev G. O., Padalkin B. V., Kartashov A. B., Dyakov A. S. Designs and development of russian scientific schools in the field of crosscountry ground vehicles building. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017;12(4):1064–1071. [Электронный ресурс] https://arnpjournals.org/jeas/research_papers/rp_2017/jeas_0217_5726.pdf.
2. Барышников Ю. Н. Проблемы создания математических моделей для расчета несущих систем карьерных самосвалов [Текст] // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. 2011. № 4. Ч. 2. С. 54–56.



Рис. 8. Графики сходимости задаваемых функций нагружения и реакций, получаемых в математической модели

Fig. 8. Graphs of convergence of the specified loading functions and reactions obtained in the mathematical model

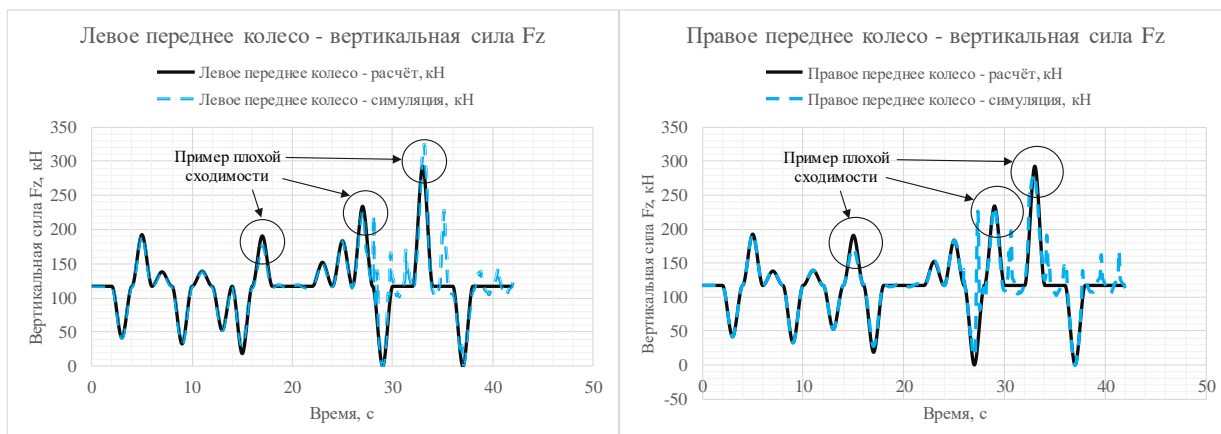


Рис. 9. Пример плохой сходимости
Fig. 9. Example of poor convergence

3. Дубинкин Д. М. Основы цифрового создания автономных карьерных самосвалов / Д. М. Дубинкин // Горное оборудование и электромеханика. 2022. № 2(160). С. 39–50. DOI: 10.26730/1816-4528-2022-2-39-50.

4. Дубинкин Д. М. [и др.] Разработка имитационной модели динамики карьерного автосамосвала для определения нагрузок, действующих на несущую систему и грузовую платформу при загрузке и разгрузке дисперсного груза // Горная промышленность. 2021. № 6. С. 117–126. DOI: 10.30686/1609-9192-2021-6-117-126.

5. Вдовин Д. С., Левенков Я. Ю., Чичекин И. В. Нагружение конечно-элементных моделей несущих систем колесных машин с применением метода inertia relief и твердотельной динамической модели автомобиля. [Текст] В кн.: Технологии и компоненты интеллектуальных транспортных систем: материалы Международного автомобильного научного форума (МАНФ-2018), г. Москва, 18-19 октября 2018 г. М.: НАМИ, 2018. С. 620–640.

6. Чичекин И. С. [и др.] Разработка имитационной модели динамики беспилотного карьерного автосамосвала для определения нагрузок действующих на несущую систему при движении в заданных условиях [Текст] // Сборник материалов IV Международной научно-практической конференции с онлайн-участием. Кемерово, 2020.

7. Лата В. Н. [и др.] Анализ прочности и долговечности деталей ходовой части на ранней стадии проектирования автомобиля [Текст] // Известия МГТУ «МАМИ». 2008. №2 (6). С. 59–64.

8. Pahwa G. S. Static and Dynamic Load Synthesis for Vehicle Durability Simulation using Adams. [Текст] – Adams Durability Symposium, 2021.

9. Johannesson P., Speckert M. Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering [Текст]. Ch.: Wiley, 2014. 458 p.

10. Zhang B. Component Tests Based on Vehicle Modeling and Virtual Testing [Текст]. SAE Technical Paper, 2017-01-0384. 5 p.

11. Bernd Heiβing, Metin Ersoy (Eds.) Chassis Handbook. Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives. [Текст] // Vieweg+Teubner Verlag. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2011. ISBN 978-3-8348-0994-0.

12. Максимов Р. О., Чичекин И. В. Виртуальный стенд для определения нагрузок в пневматической подвеске задней тележки грузового автомобиля на ранних стадиях проектирования [Текст] // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 76–86. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-76-86.

13. Кулагин В. А., Бокарев А. И. Исследование влияния податливости компонентов направляющего аппарата подвески автомобиля на накопление повреждаемости при моделировании нагрузочного цикла ресурсных испытаний [Текст] // Материалы международного автомобильного научного форума (МАНФ-2020) «Наземные интеллектуальные транспортные средства и системы», Автонет-2020 «Форум инновационных транспортных технологий», Москва, 14-15 октября 2020 года.

14. Lloyd Davis, Jonathan Bunker. Heavy Vehicle Suspensions. Testing and Analysis. [Текст] // State of Queensland (Department of Main Roads) & Queensland University of Technology 2007. ISBN 978 - 1 - 9207 - 1913 - 5.

15. Кулагин В. А. Разработка основ метода определения ресурса несущих элементов ходовой части автомобиля на базе технологий виртуального и полунатурного эксперимента / диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук [Текст]. Москва, 2022.

© 2023 Автор. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Об авторах:

Дубинкин Дмитрий Михайлович, кандидат техн. наук, доцент, Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева (650000, Россия, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28), ddm.tm@kuzstu.ru

Бокарев Александр Игоревич, канд. техн. наук, старший научный сотрудник, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН», Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1), bokarev@bmstu.ru

Заявленный вклад авторов:

Дубинкин Д.М., Бокарев А.И. – постановка исследовательской задачи; научный менеджмент; обзор соответствующей литературы; концептуализация исследования; сбор и анализ данных; выводы; написание текста.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Original article

DOI: 10.26730/1816-4528-2023-5-31-44

Dmitry M. Dubinkin^{1*}, Alexander I. Bokarev

¹T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University

²Bauman Moscow State Technical University

*E-mail: arinasemykina@gmail.com

DEVELOPMENT OF A PROCEDURE FOR DETERMINING THE LOADS ON THE POWER STRUCTURE OF QUARRY DUMP TRUCKS



Article info

Received:

14 September 2023

Accepted for publication:

30 November 2023

Accepted:

01 December 2023

Published:

19 December 2023

Keywords: Multibody modeling, strength, loading, dump truck, power structure, quasi-static loading method.

Abstract.

In the process of designing and validating vehicles the methods of mathematical multibody modeling are actively used at almost all stages to solve engineering problems. Modeling of multibody systems is used to study the behavior of complex systems consisting of a large number of connected and moving parts. Multibody models are developed in the image and likeness of the digital models preceding them, which have a typical software format of computer-aided design. The most characteristic tasks in automotive industry, which are solving with the help of multibody modeling tools, are the tasks of determining the loads on the power structure of vehicle. In the field of passenger cars, domestic and foreign researchers have significant developments on this area, however, there are still certain problems in determining the loads for the power structure of off-road heavy-duty vehicles. The general characteristic of the problems lies in the absence of a normative procedures which are instructing the effective use of multibody modeling tools in determining loads at the early stages of design.

This article describes the results of the development of a procedure for determining the loads on the power structure of quarry dump trucks, as a special case of the off-road heavy-duty vehicle, and also describes the experience of using this technique on the example of modeling the loading of the front suspension of a quarry dump truck. The basics of the procedure are the features of the construction of mathematical models, the formalization of typical load cases and the method of modeling loading.

The purpose of the work is to form prerequisites in the field of developing the normative procedures for building the effective process of designing the chassis of off-road heavy-duty vehicles.

For citation: Dubinkin D.M., Bokarev A.I. Development of a procedure for determining the loads on the power structure of quarry dump trucks. Mining Equipment and Electromechanics, 2023; 5(169):31-44 (In Russ., abstract in Eng.). DOI: 10.26730/1816-4528-2023-5-31-44, EDN: ARXNIJ

Acknowledgment: This work was done with the financial support of the Ministry of Science and Higher Education of Russian Federation under the agreement dated 30.09.2022 № 075-15-2022-1198 with FSBEI HE "T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University" Integrated scientific and technical program of the full innovation cycle "Development and implementation of a set of technologies in the areas of exploration and mining of solid minerals, industrial safety, bioremediation, creation of new products of deep processing of

coal raw materials with a consistent reduction of the environmental impact and risks to human life" (CSTP "Clean Coal - Green Kuzbass") in the implementation of the event "Development and creation of unmanned shuttle-type dump truck of 220 tons carrying capacity" in terms of research and development works.

REFERENCES

1. Kotiev G.O., Padalkin B.V., Kartashov A.B., Dyakov A.S. Designs and development of russian scientific schools in the field of crosscountry ground vehicles building. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2017;12(4):1064–1071. [Электронный ресурс] https://arpnjournals.org/jeas/research_papers/rp_2017/jeas_0217_5726.pdf.
2. Baryshnikov Yu.N. Problems of creating mathematical models for calculating the bearing systems of quarry dump trucks [Text]. *Bulletin of the Nizhny Novgorod University named after N.I. Lobachevsky*. 2011;4(2):54–56.
3. Dubinkin D.M. Fundamentals of digital creation of autonomous mining dump trucks / D. M. Dubinkin // *Mining equipment and electromechanics*. 2022; 2(160):39–50. DOI: 10.26730/1816-4528-2022-2-39-50.
4. Dubinkin D.M. [et al.] Development of a simulation model of the dynamics of a quarry dump truck for determining the loads acting on the load-bearing system and cargo platform when loading and unloading dispersed cargo. *Mining industry*. 2021; 6:117–126. DOI: 10.30686/1609-9192-2021-6-117-126.
5. Vdovin D.S., Levenkov Ya.Yu., Chichekin I.V. Loading of finite element models of bearing systems of wheeled vehicles using the inertia relief method and a solid-state dynamic car model. [Text] In the book: Technologies and Components of Intelligent Transport systems: Materials of the International Automotive Scientific Forum (MANF-2018), Moscow, October 18-19, 2018, Moscow: NAMI; 2018. Pp. 620-640.
6. Chichekin I.S. [et al.] Development of a simulation model of the dynamics of an unmanned dump truck for determining the loads acting on the load-bearing system when moving under specified conditions [Text]. Collection of materials IV International Scientific and Practical Conference with online participation. Kemerovo, 2020.
7. Lata V.N. [et al.] Analysis of the strength and durability of chassis parts at the early stage of car design [Text]. *Izvestia of MSTU «MAMI»*. 2008; 2(6):59–64.
8. Pahwa G.S. Static and Dynamic Load Synthesis for Vehicle Durability Simulation using Adams. [Text]. – Adams Durability Symposium, 2021.
9. Johannesson P., Speckert M. Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering [Text]. Ch.: Wiley; 2014. 458 p.
10. Zhang B. Component Tests Based on Vehicle Modeling and Virtual Testing [Text]. SAE Technical Paper, 2017-01-0384. 5 p.
11. Bernd Heißing, Metin Ersoy (Eds.) Chassis Handbook. Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives. [Text]. Vieweg+Teubner Verlag. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011. ISBN 978-3-8348-0994-0.
12. Maksimov R.O., Chichekin I.V. Virtual stand for determining the loads in the pneumatic suspension of the rear trolley of a truck at the early stages of design [Text]. *Izvestia of MSTU «MAMI»*. 2021; 3(49):76–86. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-76-86.
13. Kulagin V.A., Bokarev A.I. Investigation of the influence of the compliance of the components of the vehicle suspension guide on the accumulation of damage during the simulation of the load cycle of resource tests [Text]. *Materials of the International Automotive Scientific Forum (MANF-2020) «Ground intelligent vehicles and systems», Autonet-2020 «Forum of Innovative Transport Technologies»*. Moscow, October 14-15, 2020.
14. Lloyd Davis, Jonathan Bunker. Heavy Vehicle Suspensions. Testing and Analysis. [Текст]. State of Queensland (Department of Main Roads) & Queensland University of Technology 2007. ISBN 978 - 1 – 9207 – 1913 – 5.
15. Kulagin V.A. Development of the basics of the method for determining the resource of the bearing elements of the chassis of a car based on virtual and semi-natural experiment technologies. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences [Text]. Moscow, 2022.

© 2023 The Author. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

The author declares no conflict of interest.

About the author:

Dmitry M. Dubinkin, C. Sc. in Engineering, Associate Professor, T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, (650000, Russian Federation, Kemerovo, Vesennyya street, 28), ddm.tm@kuzstu.ru

Alexander I. Bokarev, C. Sc. in Engineering, Bauman Moscow State Technical University, (105005, Russian Federation, Moscow, 2nd Baumanskaya street, 5), bokarev@bmstu.ru

Contribution of the authors:

Dubinkin D.M., Bokarev A.I. – setting a research task; scientific management; review of relevant literature; conceptualization of research; data collection and analysis; conclusions; writing a text.

Author have read and approved the final manuscript.

