

УДК 621.879.3

**РАСЧЕТЫ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ  
С НЕКЛАССИЧЕСКИМИ КОНСТРУКТИВНЫМИ СХЕМАМИ  
РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ**

**С. В. Доронин, Ю. Ф. Филиппова**

*Специальное конструкторско-технологическое бюро “Наука”  
Института вычислительных технологий СО РАН,  
E-mail: mr.svdoronin@yandex.ru,  
просп. Мира, 53, 660049, г. Красноярск, Россия*

Предложен формализованный подход к обоснованию расчетных случаев нагружения экскаваторов со сложной кинематической схемой, основанный на численных оценках реакций силовых элементов конструкций на единичные силы. Подход практически реализован для конструктивной схемы карьерного экскаватора с электромеханическими толкателями приводов напора и подъема.

*Расчетный случай нагружения, рабочее оборудование экскаватора*

**ПРЕДМЕТНАЯ ОБЛАСТЬ РАСЧЕТОВ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ**

Основными элементами классической предметной области знаний, определяющих методы и алгоритмы расчетов карьерных экскаваторов, являются физика горных пород, механика деформирования и разрушения твердого тела, машиноведение. Базовые теоретические и экспериментальные исследования системы “порода – рабочий орган (ковш) – механизмы приводов – силовая металлоконструкция” сформировали классические подходы к проектированию и расчетам экскаваторов. Конфигурации и условия работы элементов рабочего оборудования позволили эффективно использовать подходы строительной механики стержней для обоснования применяемых расчетных схем и алгоритмов. Однако проектное обоснование параметров рабочего оборудования оказалось весьма длительным и трудоемким процессом, что ограничило возможность многовариантного анализа и оптимизации конструкций.

Развитие методов математического и компьютерного моделирования, аппаратных и программных средств автоматизированного проектирования привело к расширению предметной области знаний в области анализа и проектирования конструкций экскаваторов. Численное моделирование оборудования дало возможность повышать достоверность и скорость получения результатов по классическим методикам проектирования, корректировать традиционные и рассматривать новые постановки задач расчета экскаваторов. В этом случае актуальными оказались вопросы апробации и унификации системных подходов к проектированию машин, основанных на современных информационных моделях и вычислительных технологиях. Интерес представляет исследование потенциальных возможностей и места информационных и вычислительных технологий в развитии рассматриваемой предметной области знаний.

## ПРОБЛЕМА ОБОСНОВАНИЯ РАСЧЕТНЫХ СЛУЧАЕВ НАГРУЖЕНИЯ

При построении системы проектных расчетов технических объектов рассматриваются три принципиальных взаимосвязанных аспекта: выбор расчетных случаев нагружения, разработка расчетных схем, обоснование коэффициентов запаса по принимаемым критериям предельных состояний.

При функционировании технический объект нагружается определенной комбинацией силовых факторов (усилий и моментов), являющихся функциями времени. Элементы силовой конструкции объекта испытывают наиболее опасные значения силовых факторов в различные моменты времени. В связи с этим в теории машиноведения широко используется понятие расчетного случая нагружения, под которым понимается момент, определяющий появление наиболее опасной с точки зрения прочности комбинации нагрузок.

Обоснованный выбор расчетных случаев нагружения проектируемого технического объекта является одним из основополагающих принципиальных решений, определяющих окончательную его конфигурацию, условия работы силовых конструкций, характеристики прочности, надежности. Для вновь проектируемых конструкций, существенно отличающихся от аналогов или вовсе не имеющих таковых, актуальна задача поиска внутренних и внешних условий, при которых те или иные элементы силовых конструкций оказываются наиболее нагруженными. Под внутренними условиями понимается взаимное положение кинематических звеньев конструкций и режимы работы приводов, под внешними — особенности взаимодействия с окружающей средой.

Это в полной мере справедливо для карьерных экскаваторов в силу следующих факторов. Рабочее оборудование, как правило, характеризуется достаточно сложной кинематикой, порождающей большое число возможных геометрических состояний его элементов. Условия взаимодействия рабочего оборудования с разрабатываемым массивом горной породы являются случайными и изменяются в широком диапазоне.

Таким образом, проблема выбора расчетных случаев нагружения относится к принципиальным аспектам технологии проектирования сложных технических объектов. Карьерные экскаваторы как электромеханические системы с переменной в течение цикла копания геометрией и многообразием рабочих движений с полным основанием принадлежат к этому классу объектов.

Для таких объектов обоснование расчетных случаев нагружения сводится к решению следующих основных задач, адекватных конструктивным схемам и условиям эксплуатации:

- анализ возможных случаев нагружения на всех этапах жизненного цикла объекта;
- установление ограниченного числа проектных расчетных случаев нагружения, которые наиболее критичны для прочности узлов и конструкций экскаватора;
- определение комбинаций внешних нагрузок и их количественных значений для принятых проектных случаев нагружения.

Недостаточно тщательное решение этих задач приводит к грубым системным ошибкам проектирования, устранение которых сопряжено со значительными материальными и временными затратами.

Для классических конструктивных схем рабочего оборудования карьерных экскаваторов в результате многолетних исследований расчетные случаи нагружения установлены и широко апробированы. В частности, для конструктивной схемы прямой напорной лопаты общепринятыми являются четыре случая нагружения, определяемые положением рукояти относительно подошвы забоя и головного блока стрелы [1, 2].

Анализ патентного фонда, современных разработок экскаваторостроительных компаний, научных исследований в области техники и технологии выемки горной массы [3–6] показывает возможность существования конструктивных схем рабочего оборудования, существенно отличающихся от классических. При этом общепринятого подхода к обоснованию расчетных случаев нагружения не существует.

#### ФОРМАЛИЗАЦИЯ АНАЛИЗА РАСЧЕТНЫХ СЛУЧАЕВ НАГРУЖЕНИЯ

Для неклассических конструктивных схем один из возможных путей поиска неблагоприятных сочетаний взаимного положения элементов рабочего оборудования, приводящих к возникновению максимальных значений внутренних силовых факторов в этих элементах, заключается в многовариантном сравнительном анализе нагруженности элементов конструкции. Выполнение такого анализа в силу его трудоемкости предполагается с использованием алгоритмических и программных средств систем автоматизированного проектирования [7, 8]. Представляется, что этот подход является естественным (возможно, единственным в условиях инженерного проектирования и ограниченности временных ресурсов) выходом, позволяющим компенсировать отсутствие научно обоснованных расчетных положений и случаев нагружения элементов рабочего оборудования.

Предлагается вариант формализации такого подхода и рассмотрение опыта его практического применения. Он основан на технологии оперирования единичными горизонтальными и вертикальными силами на кромке ковша, вытекающей из следующих соображений.

Известен ряд методик описания сил на режущей кромке рабочего органа. Воспользуемся для определенности подходом из работы [9]. Копание рассматривается как совмещение двух операций: отделение грунта от массива и заполнение им рабочего органа. Направление силы, возникающей при выполнении первой операции, по направлению близко совпадает с поверхностью забоя. Эта сила считается касательной к траектории движения кромки ковша. Направление силы подачи (напора), регулирующей толщину отделяемого слоя грунта (стружки), перпендикулярно касательной.

Таким образом, сила  $P$  на рабочем органе сводится к двум составляющим: сила  $P_{01}$ , касательная к траектории копания; сила  $P_{02}$ , действующая нормально к линии действия касательной силы. Сила  $P_{02}$  может приниматься как  $P_{02} = kP_{01}$ , где  $k = 0.2 - 0.4$  в зависимости от затупления режущей кромки. В свою очередь сила  $P_{01}$  определяется в зависимости от удельного сопротивления копания  $k_1$  и геометрических характеристик отделяемой стружки горной массы.

В связи с изменением направлений сил  $P_{01}$  и  $P_{02}$  в разных точках траектории копания целесообразно привести произвольную систему внешних нагрузок к декартовой системе координат с началом на кромке ковша. Тогда положение режущей кромки, направление векторов сил  $P_{01}$  и  $P_{02}$  в любой момент времени цикла копания определяется углом  $\gamma$  (рис. 1) через функционал  $F$  множества геометрических параметров  $\{G\}$ , описывающих текущее состояние конструктивной схемы и рабочего оборудования:

$$\{P_{01}, P_{02}\} = f(\gamma) = F(\{G\}). \quad (1)$$

Любая система сил  $P_{01}$  и  $P_{02}$  может быть представлена суммой их проекций на оси декартовой системы координат:

$$P_x = P_{01} \sin \gamma + P_{02} \cos \gamma, \quad P_y = P_{01} \cos \gamma + P_{02} \sin \gamma, \quad (2)$$

где  $P_{01}$  и  $P_{02}$  принимаются со знаками, учитывающими их ориентацию относительно осей  $x$  и  $y$ .

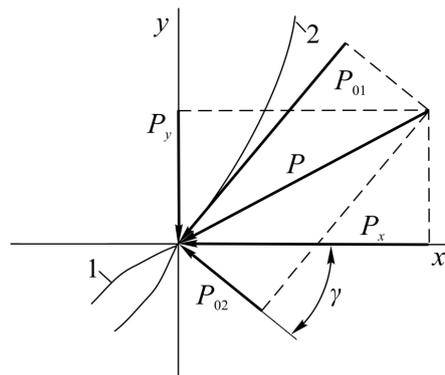


Рис. 1. Усилия, действующие на режущую кромку (зуб ковша)  $1$ , взаимодействующую с породой по траектории  $2$

Поскольку машины рассматриваемого класса проектируются и используются как линейные системы (деформирование в пределах упругости), достаточно знать их реакции на единичные вертикальные и единичные горизонтальные усилия. Это вытекает из следующих общеизвестных положений:

— для решения задач механики и конструкционной прочности линейных систем широко применяется принцип суперпозиции (независимости действия и сложения сил), согласно которому усилия в любом элементе конструкции, вызванные различными физико-механическими факторами, равны сумме усилий, вызванных каждым из этих факторов, и не зависят от порядка их приложения;

— согласно основам векторной алгебры, любой вектор  $\mathbf{a}$  можно представить через прямоугольные декартовы координаты вектора:

$$\mathbf{a} = a_x \cdot \mathbf{i} + a_y \cdot \mathbf{j}, \quad (3)$$

где  $a_x$ ,  $a_y$  — прямоугольные декартовы координаты вектора;  $\mathbf{i}$ ,  $\mathbf{j}$  — единичные векторы.

Тогда легко определить реакции элементов конструкции (значения внутренних силовых факторов) при произвольном нагружении любой комбинацией как по направлениям, так и по величинам внешних нагрузок, не производя многократные громоздкие расчеты. Для этого достаточно получить реакции силовых элементов от единичных горизонтальных и вертикальных сил на режущей кромке ковша. Используя принцип суперпозиции и масштабные множители для единичных сил, выбираемые с учетом физико-механических свойств горной массы и геометрических особенностей режущей кромки, можно вычислить расчетную реакцию в любом элементе конструкции рабочего оборудования и верхнего строения экскаватора.

Укрупненный алгоритм формализации включает в себя следующие основные этапы.

1. Рассматривается механическая система, состоящая из  $N$  взаимосвязанных элементов и представляющая собой рабочее оборудование и элементы верхнего строения. Тогда  $e_i$  ( $i = 1, N$ ) —  $i$ -й элемент этой системы.

2. Разрабатывается упрощенная конечно-элементная модель основных элементов конструкции рабочего оборудования и верхнего строения и определяются границы конфигураций модели с учетом кинематики экскаватора. Модель должна быть представлена жесткими стержневыми элементами и предназначена для исследования распределения усилий в силовых элементах конструкций в пространстве состояний системы, задаваемом множеством  $\{G\}$ . С использованием этой модели выполняются построения по пп. 3–5.

3. Выполняется численный анализ характера деформирования при условных единичных горизонтальных и вертикальных нагрузках, воспринимаемых рабочим органом экскаватора в цикле копания при различных положениях элементов рабочего оборудования. С учетом шарнирного сочленения основных элементов рабочего оборудования и верхнего строения характер деформирования описывается семейством зависимостей реактивных усилий в элементах

$$R_i^{h=1} = F(\{G\}); \quad R_i^{v=1} = F(\{G\}), \quad (4)$$

где  $R_i^{h=1}$ ,  $R_i^{v=1}$  — реактивные усилия в  $i$ -м элементе при единичных горизонтальной и вертикальной силах на кромке ковша.

Результаты могут быть представлены в непрерывной форме в виде графических зависимостей (4) либо в дискретной — в виде матрицы размерности  $N \times K$ , содержащей значения реактивного усилия в каждом элементе рабочего оборудования для каждого расчетного положения (таблица).

Расчетные значения реактивных усилий в элементах системы

Расчетное положение	Элементы механической системы				
	$e_1$	$e_2$	$e_3$	...	$e_N$
1	$R_{11}$	$R_{12}$	$R_{13}$	...	$R_{1N}$
2	$R_{21}$	$R_{22}$	$R_{23max}$	...	$R_{2N}$
3	$R_{31}$	$R_{32max}$	$R_{33}$	...	$R_{3N}$
4	$R_{41}$	$R_{42}$	$R_{43}$	...	$R_{4N}$
5	$R_{51}$	$R_{52}$	$R_{53}$	...	$R_{5N}$
6	$R_{61max}$	$R_{62}$	$R_{63}$	...	$R_{6N}$
...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...
$K$	$R_{K1}$	$R_{K2}$	$R_{K3}$	...	$R_{KN}$

Число расчетных положений  $K$  рабочего оборудования экскаватора обусловлено сложностью его конфигурации и кинематики и определяется непосредственно в процессе моделирования. С учетом интенсивности изменения контролируемых при моделировании расчетных величин возможен неравномерный шаг изменения геометрических параметров  $\{G\}$  (длин, углов), определяющих текущую конфигурацию рабочего оборудования.

На этом этапе становятся очевидными расчетные положения рабочего оборудования, приводящие к максимальным значениям реактивных усилий в элементах (в рассматриваемом условном примере это расчетные положения 2, 3 и 6 в таблице).

4. Осуществляется построение количественных зависимостей реакций в элементах конструкции от распределенной нагрузки собственного веса металлоконструкций и рабочего оборудования  $R_i^g$  при различных его положениях:

$$R_i^g = F(\{G\}). \quad (5)$$

5. Изучаются закономерности формирования реакций в элементах конструкции от веса горной массы в ковше  $R_i^m$ , постепенно заполняемом ею в течение цикла копания. Они выражаются зависимостями

$$R_i^m = F(\{G\}). \quad (6)$$

6. Рассматриваются комплексные условия нагружения, основанные на совместном использовании определенных в пп. 3–5 реакций на единичные усилия копания, собственный вес элементов рабочего оборудования, переменный в течение цикла копания вес горной массы в ковше экскаватора. В результате определяются суммарные внутренние силовые факторы  $R_{\Sigma i}$  в элементах рабочего оборудования:

$$R_{\Sigma i}(\{G\}) = R_i^{v=1}(\{G\})P_x + R_i^{h=1}(\{G\})P_y + R_i^g(\{G\}) + R_i^m(\{G\}). \quad (7)$$

Компоненты  $R_i^{v=1}(\{G\})P_x$  и  $R_i^{h=1}(\{G\})P_y$  выражения (7) представляют собой произведения внутренних силовых факторов (реакций)  $R_i$  в  $i$ -м элементе рабочего оборудования при действии единичных вертикальных (верхний индекс  $v=1$ ) и горизонтальных (верхний индекс  $h=1$ ) усилий на фактические усилия на рабочем органе  $R_x$  и  $P_y$ , описывают усилия в элементах конструкции, связанные с физико-механическими свойствами разрабатываемой горной массы (сопротивление копанию и параметры стружки), и рассчитываются с учетом (2).

Таким образом, выражения (7) полностью описывают внутренние усилия в элементах конструкции во всем пространстве состояний, определяемом множеством  $\{G\}$ .

7. Для каждого элемента системы осуществляются поиск максимума силового фактора в диапазоне значений указанных положений и определение тех из них, комбинация нагрузок в которых должна рассматриваться как один из расчетных случаев нагружения.

8. Выполняется согласование расчетных случаев нагружения, полученных для элементов рабочего оборудования, с расчетными случаями, принимаемыми для базовых элементов (опорно-поворотное устройство, нижняя и ходовые рамы) металлоконструкций экскаватора.

#### ПРИМЕРЫ ПОСТРОЕНИЯ КОЛИЧЕСТВЕННЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ

В качестве примера машины с неклассической конструктивной схемой рабочего оборудования рассмотрим концептуальную модель карьерного экскаватора модульного типа с электромеханическими толкателями в качестве приводов подъема и напора [10] (рис. 2). Принципиальные схемы электромеханических толкателей основаны на базе развития конструкции ролликового винтового механизма [11].

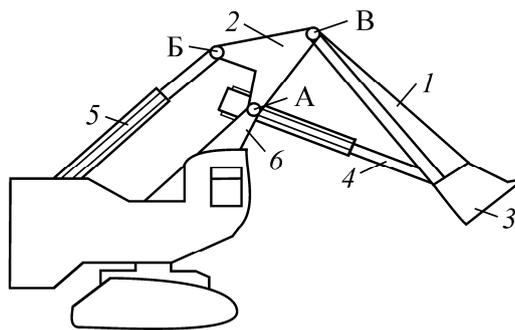


Рис. 2. Принципиальная схема экскаватора модульного типа с механическими толкателями: 1 — рукоять; 2 — поворотный элемент рабочего оборудования (“треугольник”); 3 — ковш; 4 — толкатель напора; 5 — толкатель подъема; 6 — стойка; А, Б, В — шарнирные соединения со стойкой, толкателем подъема и рукоятью

В этой концептуальной модели оба привода реализуют независимые вращательные движения кромки ковша: привод подъема при заторможенном приводе напора — относительно шарнира А, привод напора при заторможенном приводе подъема — относительно шарнира В. При

одновременной работе приводов напора и подъема кромка ковша совершает вращательное движение вокруг шарнира В, который, в свою очередь, совершает вращательное движение вокруг шарнира А. В этом случае кромка ковша движется, как и у экскаваторов ЭКГ с классической конструктивной схемой рабочего оборудования, по эвольвенте.

Построена конечно-элементная модель стержневой модели с переменной длиной стержней (рис. 3). Моделирование области возможных состояний конструктивной схемы осуществлялось изменением длин стержней 2 и 5 в соответствии с предельными положениями толкателей напора и подъема.

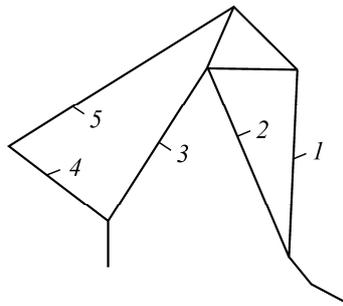


Рис. 3. Стержневая модель: 1 — стержень, соответствующий рукояти; 2 — стержень, соответствующий толкателю напора; 3 — стержень, соответствующий правой части рамы платформ поворотной и стойки; 4 — стержень, соответствующий левой части платформы поворотной; 5 — стержень, соответствующий толкателю подъема

Характерный вид построенных в результате моделирования зависимостей показан на примере силового элемента “левая часть платформы поворотной” (стержень 4, рис. 3) на рис. 4–6. В рассматриваемом примере положение толкателя напора предполагается неизменным, а кинематика моделируется изменением величины выдвижения штока толкателя подъема.

Зависимости (4) показывают характер реактивных усилий в стержне 4 от единичных сил на кромке ковша (рис. 4). Эти усилия знакопеременны, характеризуются минимумом при действии вертикального единичного усилия, и максимумом при действии горизонтального единичного усилия. Указанные экстремумы наблюдаются при различных положениях штока толкателя подъема.

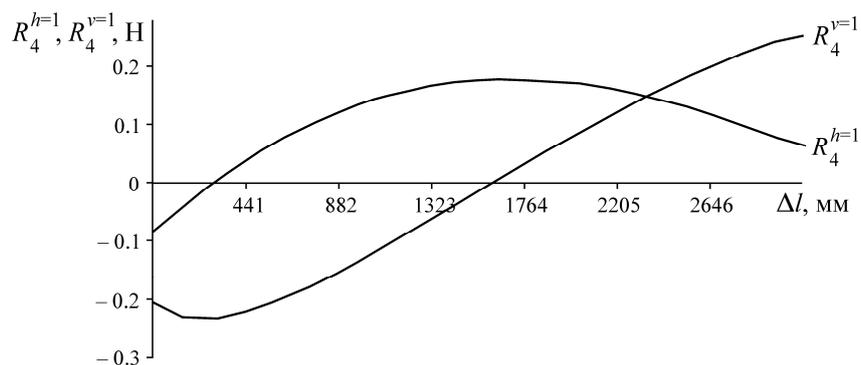


Рис. 4. Изменение осевых усилий в стержне 4 от единичных горизонтальной и вертикальной сил при первом положении толкателя напора (его длине 7950 мм) в зависимости от величины выдвижения штока толкателя подъема  $\Delta l$

Вес горной массы в ковше  $P^m$  определен в предположении пропорциональной связи между степенью заполнения ковша и ходом толкателя подъема (ковш наполняется с постоянной интенсивностью по мере втягивания штока толкателя подъема). Силы, действующие на ковш, в

соответствии с (2) представлены горизонтальной  $P_x$  и вертикальной  $P_y$  составляющими силы  $P$ , которая определена для случая  $P_{01} = 100$  кН,  $P_{02} = 40$  кН (рис. 5). Зависимость  $P_y$  от  $\Delta l$  имеет слабо выраженный максимум, остальные зависимости не имеют экстремумов и характеризуются различной и переменной интенсивностью возрастания или убывания.

Таким образом, рис. 4 и рис. 5 иллюстрируют достаточно сложный характер построенных зависимостей. Их совместное действие на формирование результирующих значений силовых факторов в элементах механической системы неочевидно и требует построения интегральных зависимостей.

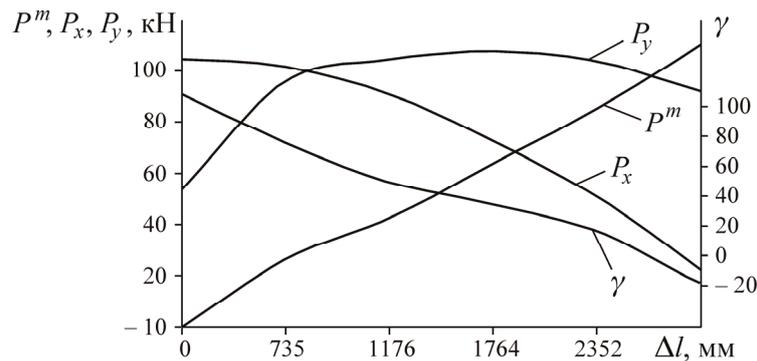


Рис. 5. Изменение силовых факторов, действующих на ковш при первом положении толкателя напора (его длине 7950 мм), в зависимости от выдвигания штока толкателя подъема  $\Delta l$

Результирующие значения реакции  $R_{\Sigma 4}$  и их составляющие (рис. 6) показывают наличие двух характерных значений: минимальная реакция  $R_{\Sigma 4} = -161$  кН при  $\Delta l = 0$  и максимальная реакция  $R_{\Sigma 4} = 15.5$  кН при  $\Delta l = 3040$ .

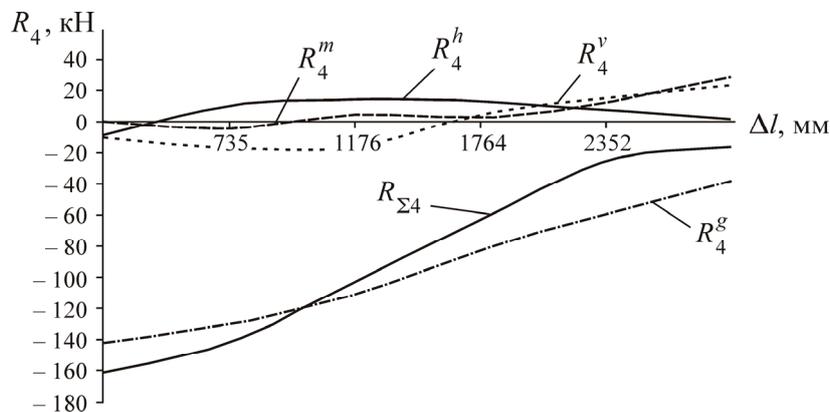


Рис. 6. Реактивные усилия в стержне 4

В первом случае возможно предельное состояние потери устойчивости при сжатии, во втором — трещинообразования и разрушения при растяжении. Таким образом, найдены два геометрических положения элементов рабочего оборудования, соответствующие условиям нагружения, которые следует включить в перечень потенциальных расчетных случаев для дальнейшего анализа прочности конструктивного элемента “левая часть платформы поворотной”. Аналогичные по форме результаты получены для всех конструктивных элементов рабочего оборудования, что позволило сформировать перечень расчетных случаев нагружения для всех элементов рассматриваемой механической системы.

## ВЫВОДЫ

Разработан методический подход к обоснованию расчетных случаев нагружения многоэлементных механических систем со сложной кинематикой и многообразием взаимного расположения элементов, заключающийся в многовариантном численном моделировании положений системы, построении и поиске экстремумов зависимостей внутренних силовых факторов от положения активных силовых элементов. Он отличается тем, что результаты получены при единичных горизонтальных и вертикальных усилиях на рабочем органе и масштабируемы для произвольных значений внешних нагрузок. Применительно к рассматриваемому объекту внешними нагрузками являются силы сопротивления копанью, определяемые крепостью экскавируемой горной массы. На основании принципа суперпозиции сил произвольное нагружение рабочего органа представляется комбинацией указанных единичных усилий, что позволяет определить условия максимумов проектных и запроектных (аварийных) нагрузок, лимитирующих характеристики прочности, ресурса и живучести конструкций машин.

Подход практически апробирован для конструкции верхнего строения экскаватора модульного типа с оригинальной кинематической схемой и конфигурацией рабочего оборудования, основанной на применении механических толкателей в качестве силовых приводов.

Полученные результаты являются практическим вкладом в развитие прикладного системного анализа расчетов карьерных экскаваторов с неклассическими конструктивными схемами рабочего оборудования.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петерс Е. Р. Основы теории одноковшовых экскаваторов. — М.: Машгиз, 1955. — 260 с.
2. Волков Д. П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. — М.: Машиностроение, 1965. — 464 с.
3. Лабутин В. Н., Маттис А. Р., Зайцева А. А. Безвзрывная разработка угольных пластов экскаваторами с поворотным ковшом активного действия // ФТПРПИ. — 2005. — № 2. — С. 59–66.
4. Маттис А. Р., Лабутин В. Н., Ческидов В. И., Зайцев Г. Д., Кудрявцев В. Г. Обоснование мощности ударных устройств и оценка технических возможностей экскаватора с ковшом активного действия ЭКГ-5В // ФТПРПИ. — 2005. — № 5. — С. 83–90.
5. Маттис А. Р., Зайцев Г. Д., Лабутин В. Н., Ческидов В. И., Толмачев А. В. Безвзрывная технология добычи полезных ископаемых: состояние и перспективы. Ч. I: Опыт исследований и разработки экскаваторов с ковшом активного действия // ФТПРПИ. — 2004. — № 1. — С. 90–98.
6. Маттис А. Р., Зайцев Г. Д., Лабутин В. Н., Ческидов В. И. Безвзрывная технология добычи полезных ископаемых: состояние и перспективы. Ч. II: Оценка эффективности применения различных способов разрушения в технологиях открытых горных работ // ФТПРПИ. — 2004. — № 2. — С. 66–75.
7. Ананин В. Г. Расчет оптимальных параметров рабочего оборудования карьерного экскаватора с механическим приводом в САЕ-модуле APM Structure 3D // САПР и графика. — 2006. — № 10. — С. 92–96.
8. Павлов В. П. Анализ расчетных положений рабочего оборудования экскаватора в среде SolidWorks-visualNASTRAN // САПР и графика. — 2007. — № 2. — С. 38–41.
9. Домбровский Н. Г., Гальперин М. И. Строительные машины. Ч. 2. — М.: Высш. шк., 1985. — 224 с.
10. Исследование конструктивных решений и технологий проектирования экскаваторов КТМ: отчет о НИР / Доронин С. В. — Красноярск, 2010. — № ГР 01201152895. — Инв. № 02201156216.
11. Пат. 2377457 РФ: МПК F16H25/22, F16H25/24. Гайка и роликовый винтовой механизм / Д. А. Салов, А. Р. Тумасян. — № 2005126240/11; заявл. 18.08.2005; опубл. 27.12.2009, Бюл. № 36. — 19 с.

Поступила в редакцию 6/II 2014