

С. В. Доронин, В. В. Москвичев, Ю. П. Похабов

ОБОСНОВАНИЕ НАГРУЗОК ДЛЯ УСТАНОВЛЕНИЯ РАСЧЕТНЫХ СЛУЧАЕВ НАГРУЖЕНИЯ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА*

Обоснован и практически реализован подход к обоснованию нагрузок для установления расчетных случаев нагружения экскаватора КТМ-405т модульного типа с электромеханическими толкателями.

Ключевые слова: экскаватор, расчетные случаи, проектные нагрузки.

При экспертной оценке конструктивных решений карьерных машин один из важнейших вопросов заключается в анализе обоснованности принятых при проектировании расчетных нагрузок, являющихся основой проведения комплекса расчетов прочности, жесткости, устойчивости и надежности конструкций. Для решения этой задачи необходимо определить наиболее опасные комбинации нагрузок по величинам и направленности действия. Выделить такие опасные комбинации нагрузок можно на основе детального анализа проектных решений, условий работы экскаватора в забое и физико-механических характеристик грунта.

Методически задача обоснования нагрузок для установления расчетных случаев нагружения карьерных экскаваторов сводится к следующим пошаговым операциям.

1. Рабочее оборудование карьерного экскаватора рассматривается как механическая система, состоящая из N взаимосвязанных элементов e_i ($i = 1, N$).

2. Выделяются фиксированные расчетные положения K рабочего оборудования экскаватора, и составляется матрица размерности $N \times K$, содержащая значения силовых факторов F (усилий, моментов, напряжений и пр.) в каждом элементе системы для каждого расчетного положения (см. таблицу).

3. Для каждого элемента системы выполняется поиск максимума силовых факторов в диапазоне значений для рассмотренных расчетных положений.

4. Комбинации максимумов силовых факторов в дальнейшем рассматриваются как расчетные случаи нагружения для соответствующих элементов механической системы (в условном примере таблицы это расчетные положения 2, 3 и 6 для элементов 3, 2 и 1 соответственно).

В ходе проведения экспертизы конструктивных решений и технологии проектирования экскаваторов КТМ-405т, разработанных в КБ «КрасТяжМаш», упомянутый методический подход был реализован в следующем объеме.

1. Разработана укрупненная конечно-элементная модель конструкции рабочего оборудования верхнего строения (рис. 1) и определено конечное множество конфигураций модели с учетом кинематики экскаватора. Модель представлена стержневыми элементами высокой жесткости и предназначена только для исследования распределения усилий в элементах оборудования в течение цикла копания.

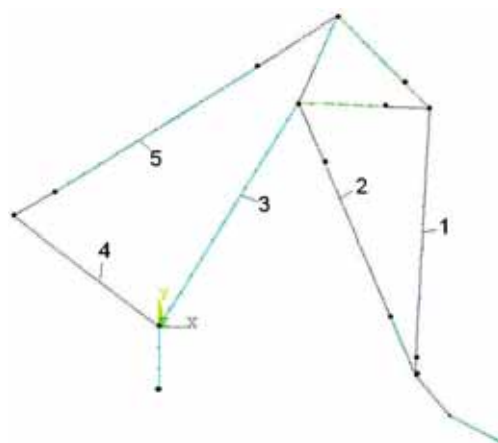


Рис. 1. Стержневая модель: 1 – стержень, соответствующий стреле; 2 – стержень, соответствующий толкателю напора; 3 – стержень, соответствующий правой части рамы платформы поворотной и стойки; 4 – стержень, соответствующий левой части платформы поворотной; 5 – стержень, соответствующий толкателю подъема

Расчетные значения силовых факторов

Расчетное положение	Элементы механической системы						
	1	2	3	...	...	...	N
1	F_{11}	F_{12}	F_{13}	...	...	...	F_{1N}
2	F_{21}	F_{22}	$F_{23} = F_{k3\max}$	...	...	...	F_{2N}
3	F_{31}	$F_{32} = F_{k2\max}$	F_{33}	...	...	...	F_{3N}
4	F_{41}	F_{42}	F_{43}	...	...	...	F_{4N}
5	F_{51}	F_{52}	F_{53}	...	...	...	F_{5N}
6	$F_{61} = F_{k1\max}$	F_{62}	F_{63}	...	...	...	F_{6N}
...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...
K	F_{K1}	F_{K2}	F_{K3}	...	...	...	F_{KN}

*Работа выполнена при финансовой поддержке КГАУ «Красноярский краевой фонд поддержки научной и научно-технической деятельности» (проект «Исследование конструктивных решений и технологии проектирования экскаваторов КТМ»).

Конфигурация этой модели варьировалась в связи с переменной длиной стержней 2 (в связи с возможным выдвижением толкателя напора) и 5 (в связи с возможным выдвижением толкателя подъема). Возникающие при этом вариации положений рабочего оборудования были представлены следующим образом. Рассматривались пять последовательных положений, возникающих при втягивании толкателя напора (длина стержня 2 при этом принимает значения 7 950, 7 250, 6 550, 5 850, 5 150 мм) и 22 положения, возникающих при выдвижении толкателя подъема (удлинение стержня 5 при этом принимает значения 0, 147, 294, 441, 588, 735, 882, 1 029, 1 176, 1 323, 1 470, 1 617, 1 764, 1 911, 2 058, 2 205, 2 352, 2 499, 2 646, 2 793, 2 940, 3 040 мм). В результате задача сводится к анализу распределения усилий в 110 расчетных конфигурациях рабочего оборудования.

2. Обоснован характер и уровень нагрузок, воспринимаемых рабочим органом экскаватора в цикле копания путем следующих построений.

Выбор условий нагружения (усилий на кромке ковша при его взаимодействии с забоем) представляет собой серьезную проблему. Подход, общепринятый в настоящее время, распространяется на ковши одноковшовых и многоковшовых экскаваторов и рабочие органы других машин, взаимодействующих с грунтом. Он заключается в следующем [1].

Копание рассматривается как совмещение двух операций: отделения грунта от массива и заполнения им рабочего органа. Усилие, возникающее при выполнении первой операции, по направлению близко совпадает с поверхностью забоя. Это усилие называется касательным (к траектории движения кромки ковша). Усилие, регулирующее толщину отделяемого слоя грунта (стружки), перпендикулярно касательному, это усилие подачи (напора).

Таким образом, нагрузки рабочего органа сводятся к двум составляющим:

- силе P_{01} , касательной к траектории копания;
- силе P_{02} , нормальной к линии действия касательной силы. Считается, что нормальная составляющая P_{02} следует по величине за изменениями касательного усилия P_{01} , обычно она гораздо меньше P_{01} и даже максимальные значения P_{02} редко превышают $(0,4 \dots 0,5)P_{01}$ (обычно это вызывается встречей с препятствиями и сильным затуплением режущей кромки) [1]. Вместе с тем величина P_{02} может быть и намного меньше, чем $0,5P_{01}$. В связи с этим и 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.

Любая система сил P_{01} и P_{02} может быть представлена суммой их проекций на оси декартовой системы координат (рис. 2):

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

где P_{01} , P_{02} принимаются с учетом их ориентации относительно осей x и y .

Принятые условия нагружения (реакции грунта при взаимодействии с ковшом) являются одной из множества возможных реализаций. Необходимо обоснование этого множества для пород с заданными физико-механически-

ми свойствами с учетом предельных усилий, развиваемых толкателями напора и подъема и особенностей траектории движения кромки ковша в цикле копания.

3. Рассмотрены комплексные условия нагружения, включающие в себя определенные в п. 2 усилия копания, собственный вес элементов рабочего оборудования, переменный в течение цикла копания вес горной массы в ковше экскаватора. Для этих условий нагружения определены внутренние силовые факторы в элементах рабочего оборудования.

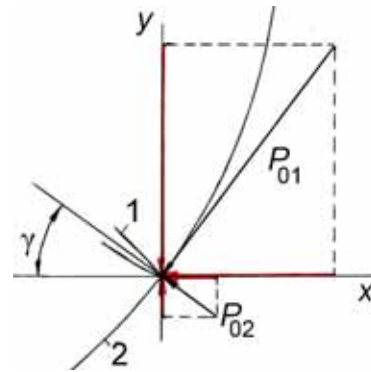


Рис. 2. Усилия, действующие на режущую кромку (зуб ковша) 1, взаимодействующую с породой по траектории 2

Поскольку машины рассматриваемого класса проектируются и используются как линейные системы (деформирование в пределах упругости), достаточно знать их реакции (под которыми в данном контексте будем понимать усилия в стержнях конечно-элементной модели на рис. 1) на единичные вертикальные и единичные горизонтальные усилия. Это вытекает из следующих двух фундаментальных гипотез:

- для решения задач конструкционной прочности линейных систем широко применяется принцип суперпозиции (принцип 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 [2];

- согласно основам векторной алгебры [3, с. 685], любой вектор $\mathbf{a}$ можно представить через прямоугольные декартовы координаты вектора:

$$\mathbf{a} = a_x \cdot \mathbf{i} + a_y \cdot \mathbf{j} + a_z \cdot \mathbf{k},$$

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

Используя вышеупомянутые гипотезы для линейных систем, легко определить реакции при произвольном нагружении любой комбинацией как по направлениям, так и по величинам внешних нагрузок, не производя многократных громоздких расчетов. Для этого достаточно расчета реакций от единичных горизонтальных и вертикальных усилий на режущей кромке ковша и от весовых нагрузок (собственного веса машины). Далее, используя принцип суперпозиции и масштабные множители для единичных усилий (прямоугольные декартовы координаты векторы), можно легко вычислить расчетную реакцию в любом элементе конструкции экскаватора.

Соответствующие реакции вычислены для всех элементов рабочего оборудования экскаватора (на рис. 3–5 приведены примеры для стержня 2 при первом положении толкателя напора).

4. Найдены максимумы внутренних силовых факторов в элементах рабочего оборудования, вычисленных в соответствии с п. 3 на множестве внешних нагрузок, возникающих при взаимодействии ковша с забоем. Это позволяет сформировать группу расчетных случаев нагружения, каждый из которых соответствует максимальному уровню нагруженности одного или нескольких элементов конструкций.

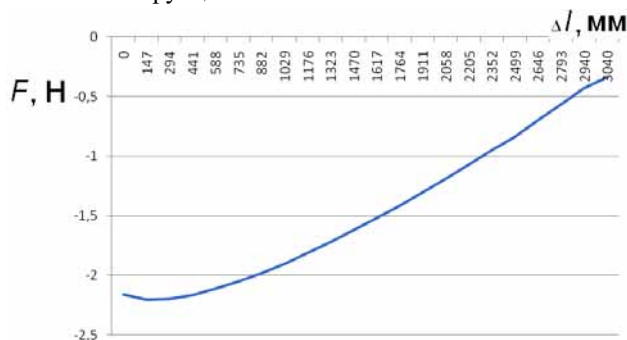


Рис. 3. Зависимость осевого усилия в стержне 2 от единичной горизонтальной нагрузки



Рис. 4. Зависимость осевого усилия в стержне 2 от единичной вертикальной нагрузки

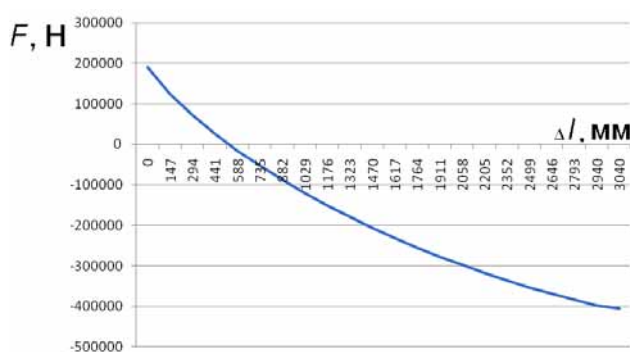


Рис. 5. Зависимость осевого усилия в стержне 2 от собственного веса рабочего оборудования

Рассмотрим в качестве примера использования полученных зависимостей оценку усилий в левой части платформы поворотной в течение цикла копания при заторможенном толкателе напора при его максимальной длине. Рассматриваемая левая часть платформы поворотной представлена стержнем 4 на рис. 1. Расчет выполняется для дискретных состояний положений рабочего оборудования, характеризующихся ходом толкателя подъема в цикле копания, равным $\Delta l = 0; 735; 1\,176; 1\,764; 2\,352; 3\,040$ мм.

В предположении пропорциональной связи между степенью заполнения ковша и ходом толкателя подъема (ковш наполняется с постоянной интенсивностью по мере вытягивания толкателя подъема) получаем следующие значения веса горной массы в ковше, Н:

Δl , мм	P_r , Н
0	0,4
735	1,6
1 176	2
1 764	2,3
2 352	2,3
3 040	2,05

По мере вытягивания толкателя подъема (увеличения его хода) изменяется угол γ (см. рис. 1) наклона рукоятки к горизонту. Он вычисляется исходя из геометрических соображений:

Δl , мм	γ , град
0	81,9
735	48,9
1 176	35,8
1 764	20,7
2 352	6,6
3 040	-9,5

Приложенная к кромке ковша нагрузка (реакция забоя) складывается из горизонтальной

$$P^r = P_{01} \sin \gamma + P_{02} \cos \gamma$$

и вертикальной

$$P^b = P_{01} \cos \gamma + P_{02} \sin \gamma + P_r$$

составляющих:

Δl , мм	P^r , Н	P^b , Н
0	106 047	63 591
735	108 225	128 311
1 176	99 049	149 039
1 764	82 120	178 665
2 352	61 162	188 489
3 040	32 810	200 376

Для этих положений толкателей напора и подъема устанавливаем следующие осевые усилия в стержне 4 от единичных вертикальной и горизонтальной нагрузок:

Осевое усилие, Н	Δl , мм					
от единичной нагрузки на ковш	0	735	1 176	1 764	2 352	3 040
от горизонтальной	0,08	0,1	0,16	0,18	0,15	0,06
от вертикальной	-0,2	-0,18	-0,1	0,04	0,14	0,26

Тогда усилия в стержне 4 составят:

Δl , мм	Осевое усилие, Н
0	$106\,047 \cdot 0,08 + 63\,591 \cdot (-0,2) = -3\,386$
735	$108\,225 \cdot 0,1 + 128\,311 \cdot (-0,18) = -12\,273$
1 176	$99\,049 \cdot 0,16 + 149\,039 \cdot (-0,1) = 944$
1 764	$82\,120 \cdot 0,18 + 178\,665 \cdot 0,04 = 36\,710$
2 352	$61\,162 \cdot 0,15 + 188\,489 \cdot 0,14 = 35\,563$
3 040	$32\,810 \cdot 0,06 + 200\,376 \cdot 0,26 = 54\,066$

Выполнение аналогичных построений с учетом осевых усилий от весовых нагрузок и с меньшим шагом изменения хода толкателя подъема позволяет для каждого элемента конструкции установить наибольшие усилия в цикле копания при заданном положении толкателя напора.

Таким образом, на примере вычисленных значений реакций в стержне 4 для приведенных примеров нагружения рабочего оборудования верхнего строения в цикле копания видно, что реакция в стержне 4 меняется от $-180\,000$ Н (случай, когда толкатель напора полностью выдвинут, а толкатель подъема полностью втянут) до $54\,066$ Н (случай, когда толкатели напора и подъема полностью выдвинуты). Для стержня 4 это два разных случая нагружения, поскольку в первом случае характер нагружения предполагает расчет конструктивного исполнения стержня 4 на устойчивость, а во втором случае – расчет на прочность.

Применение представленной методики обоснования нагрузок для установления расчетных случаев нагружения экскаваторов КТМ-405т позволило выявить случаи нагружения, которые не были учтены разработчиками экскаваторов при проектировании и конструировании.

Методика позволяет существенно упростить установление расчетных случаев нагружения экскаватора и является универсальной, пригодной для любого типа экскаваторов.

Библиографические ссылки

1. Домбровский Н. Г. Многоковшовые экскаваторы. М. : Машиностроение, 1972.
2. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев : Наукова думка, 1988.
3. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. М. : Наука, 1980.

S. V. Doronin, V. V. Moskvichev, Yu. P. Pokhabov

LOADS VALIDATION FOR DETERMINATION OF LOADING CASES OF OPEN-MINE EXCAVATOR

Here we present an approach to determination of design conditions for open-mine modular excavator KTM-405m with electromechanical pushers which is proved and worked in practice.

Keywords: excavator, loading cases, design loads.

© Доронин С. В., Москвичев В. В., Похабов Ю. П., 2010

УДК 519.876.2, 330.46

В. М. Журавлев, Ю. Ю. Якунин

СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К МОДЕЛИРОВАНИЮ ОРГАНИЗАЦИЙ*

Рассматривается подход к моделированию организационных систем, основанный на описании динамики состояний системы в зависимости от управляющих воздействий на ее структуру, в том числе на структуру информационного поля. Приводится общий принцип декомпозиции организационных систем.

Ключевые слова: управление, организационная система, моделирование.

Управление сложной организационной системой требует наличия формализованной модели. В настоящее время теоретические основы моделирования в данной обла-

сти находятся в стадии развития и не имеют законченных результатов, позволяющих комплексно рассматривать организационную систему как систему с субъектом и

*Работа выполнена при финансовой поддержке КГАУ «Красноярский краевой фонд поддержки научной и научно-технической деятельности».