

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРА

Н. М. Суслов, В. А. Боровков, П. А. Касьянов

Efficiency increase of the excavator walking mechanism

N. M. Suslov, V. A. Borovkov, P. A. Kas'yanov

The basis of excavation technology in conducting the open mining operations are powerful walking excavators. When stationary, the excavator rests on the ground with a support plate at the base, while walking, the weight of the excavator transfers to support shoes placed on both sides of the excavator; two pairs of hydraulic cylinders driven by high-pressure pumps move each shoe. Support shoes are released from the grips, the rods of the traction cylinders are pulled out to the maximum value, and then the lifting cylinders lower the supporting shoes to the ground and lift the leading edge of the base. The uneven distribution of the machine's gravity between the individual components of the excavator and the need to lift the center of gravity to a considerable height significantly complicate the design and exploitation of the walking mechanisms. The article presents and analyzes the features of walking undercarriage in comparison with other types of undercarriage: the possibility of a significant reduction of the ground loading during operation and movement of the machine, increasing the excavator reliability. The authors consider features of the three-bearing and four-bearing hydraulic walking mechanisms. The article contains a description of the three-bearing excavator walking mechanism with a single-cylinder drive of the mechanism sides. The authors present the calculations and the results of the kinematic and force analysis of the walking mechanism of considered construction. In kinematic analysis, an equivalent kinematic scheme replaces the original scheme of the mechanism. The authors obtained the motion equations by the method of a closed vector contour in the projections on the coordinate axes. In force analysis, in accordance with the D'Alembert principle, the authors compiled equilibrium equations for the system of active forces, reactions and inertia forces. One can see the presented results of calculating the parameters of the walking mechanism for specific machines that confirm the efficiency of the described scheme of walking undercarriage.

Keywords: excavator; walking mechanism; ground loading; kinematic and power analysis; parameters of the walking mechanism; efficiency of walking undercarriage.

Основу экскавационной техники при выполнении открытых горных работ составляют мощные шагающие экскаваторы. В неподвижном состоянии экскаватор опирается на грунт опорной плитой в основании, при шагании вес экскаватора передается на опорные башмаки, размещенные с двух сторон экскаватора; каждый башмак перемещается двумя парами гидроцилиндров, приводимых в работу насосами высокого давления. Опорные башмаки освобождаются от захватов, штоки тяговых гидроцилиндров выдвигаются на максимальную величину, затем подъемные гидроцилиндры опускают опорные башмаки на грунт и поднимают переднюю кромку базы. Неравномерное распределение силы тяжести машины между отдельными элементами экскаватора и необходимость подъема центра тяжести на значительную высоту существенно усложняют проектирование и эксплуатацию шагающих механизмов. В статье приведены и проанализированы особенности работы шагающего ходового оборудования в сравнении с другими типами ходового оборудования: возможность усложнения нагрузки на грунт при работе и передвижении машины, повышение надежности работы экскаватора. Рассмотрены особенности работы трехопорных и четырехопорных гидравлических шагающих механизмов. Приведено описание трехопорного механизма шагания экскаватора с одноцилиндровым приводом сторон механизма. Выполнены расчеты и представлены результаты кинематического и силового анализа шагающего механизма рассмотренной конструкции. В кинематическом анализе исходная схема механизма заменена эквивалентной кинематической схемой. Уравнения движения получены методом замкнутого векторного контура в проекциях на оси координат. При силовом анализе в соответствии с принципом Д'Аламбера составлены уравнения равновесия системы действующих активных сил, реакций и сил инерции. Представлены результаты расчета параметров механизма шагания для конкретных машин, подтвердившие эффективность работы рассмотренной схемы шагающего ходового оборудования.

Ключевые слова: экскаватор; механизм шагания; нагрузка на грунт; кинематический и силовой анализы; параметры механизма шагания; эффективность работы шагающего ходового оборудования.

Основу экскавационной техники при выполнении открытых горных работ составляют мощные шагающие экскаваторы.

Благодаря низкому удельному давлению на грунт, обеспечиваемому шагающим ходовым оборудованием, осуществляется эксплуатация экскаватора на грунтах с низкой несущей способностью [1].

В неподвижном состоянии экскаватор опирается на грунт опорной плитой в основании, при шагании вес экскаватора передается на опорные башмаки, размещенные с двух сторон экскаватора; каждый башмак управляется двумя парами гидроцилиндров, работа которых осуществляется насосами высокого давления [2, 3].

Перемещение экскаватора включает следующие операции. Опорные башмаки освобождаются от захватов, штоки тяговых

гидроцилиндров выдвигаются на максимальную величину, затем подъемные гидроцилиндры опускают опорные башмаки на грунт и поднимают переднюю кромку базы. На завершающем этапе тяговые цилиндры перемещают экскаватор на величину шага, затем цикл повторяется.

Неравномерное распределение силы тяжести машины между отдельными элементами экскаватора и необходимость подъема центра тяжести на значительную высоту существенно усложняют проектирование и эксплуатацию шагающих механизмов.

Трехопорные механизмы шагания применяются, как правило, для экскаваторов массой до 5000 т [4, 5]. Экскаваторы с трехопорным механизмом шагания при передвижении опираются на два башмака и на ближайшую к стреле кромку опорной базы. Передвижение происходит в сторону, противоположную направлению стрелы.

При высоких силовых нагрузках из-за большой массы машины на ее перемещение расходуется огромное количество энергии. Оценить энергопотребление и разработать меры для его снижения возможно на основе теоретических расчетов, определяющих кинематические и силовые характеристики машин [6-8]. Теоретические расчеты помогут также усовершенствовать механизм шагания так, чтобы энергопотребление было минимальным. Таким образом, для снижения энергопотребления экскаватора необходимо провести кинематическое и динамическое исследование механизма шагания, на основании которого следует выбрать наиболее экономичную конструкцию механизма.

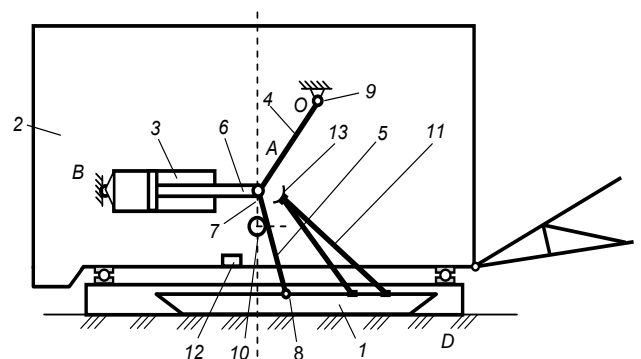


Рисунок 1. Схема механизма шагания.

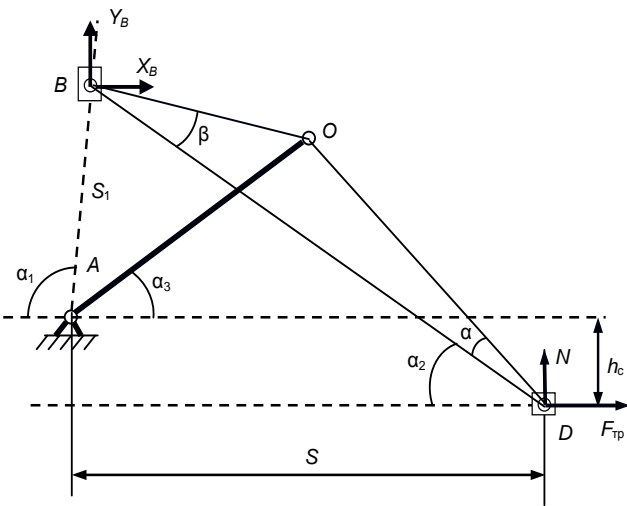


Рисунок 2. Эквивалентная кинематическая схема.

Кинематическое и динамическое исследование процесса шагания трехопорного механизма сводится к анализу скоростей, ускорений и нагрузок для простейшего из механизмов, известного с древнейших времен – кривошипно-ползунного механизма. Анализ движения такого механизма можно проводить как традиционными (для одного расчетного положения), так и современными аналитическими методами.

Современные методы аналитического исследования механизмов позволяют произвести компьютерный расчет полного цикла перемещения экскаватора за один шаг и оценить нагрузки, возникающие в гидроцилиндрах. Разнообразие конструктивных решений, отличающихся различным положением соединительных шарниров, отражается во множестве исследуемых кинематических схем и, соответственно, в количестве полученных результатов.

На рис. 1 представлена схема механизма шагания [9], пример расчета которого приведен далее.

Результаты расчета параметров механизма шагания.

S ₁	α ₁	α ₂	α ₃	S	ω ₁	ω ₂	ω ₃	v _D	ε ₁	ε ₂	ε ₃	α _D	N	F _p
м	град			м	с ⁻¹			м/с	с ⁻²			м/с ²	МН	
4,0	1,01	9,94	78,65	7,62	1,43	0,13	0,79	–	–	–	–	0,09	0,36	0,38
	–	–	–	–	–	–	–	0,52	5,45	0,64	0,96	–	–	–
4,2	1,73	10,22	80,49	7,61	1,14	0,11	0,81	–	–	–	–	0,06	0,34	0,34
	3	2	9	1	4	1	1	0,5	4,3	0,5	0,5	6	4	4
4,4	2,27	10,44	82,36	7,40	0,87	0,09	0,82	–	–	–	–	0,04	0,32	0,32
	7	4	6	0	7	9	2	0,5	3,4	0,5	0,1	4	2	0
4,6	2,65	10,63	84,27	7,20	0,59	0,07	0,83	–	–	–	0,2	0,02	0,29	0,27
	5	3	7	0	9	7	4	0,5	2,7	0,5	2	2	9	7
4,8	2,87	10,76	86,22	7,00	0,31	0,05	0,84	–	–	–	0,4	0,01	0,27	0,25
	7	6	2	0	1	5	6	0,5	2,0	0,5	9	1	7	2
5,0	2,95	10,85	88,22	6,79	0,02	0,04	0,85	–	–	–	0,6	0,00	0,25	0,17
	5	5	2	9	2	2	8	0,5	1,5	0,6	5	1	4	7
5,2	2,89	10,87	90,28	6,59	–	0	0,9	–	–	–	0,6	0,2	0,2	0,1
	9	7	8	9	0,2	–	1	0,5	1,0	0,6	6	2	1	0
5,4	2,69	10,88	92,41	6,39	–	–	0,9	–	–	–	0,4	0,0	0,1	0,0
	9	3	1	9	0,6	0,0	4	0,5	0,4	0,7	6	3	7	3
5,6	2,36	10,72	94,62	6,19	0,9	–	0,9	–	0,1	0,7	–	0,0	0,1	–
	6	2	2	9	7	0,0	8	0,5	2	9	0,0	6	2	0,0
5,8	1,90	10,53	96,92	6,00	–	–	1,0	–	0,8	–	–	0,1	0,0	–
	0	3	2	0	1,3	0,1	2	0,5	9	0,7	1,0	2	7	0,1
6,0	–	10,25	99,31	5,81	–	–	1,0	–	1,0	–	–	0,2	0,0	0,2
	–	5	1	1	1,7	0,1	6	0,4	6	0,5	2,7	0	1	8

Механизм содержит опорные башмаки 1, размещенные по обеим сторонам платформы 2. Каждая сторона имеет силовые гидроцилиндры 3 и распорные рычаги 4 и 5. Рычаги связаны между собой плунжером 6 и шарниром 7, с опорными башмаками и платформой они связаны шарнирами 8 и 9. Между нижним распорным рычагом 5 и опорным башмаком установлен ограничитель 10 угла поворота нижнего рычага. Рычаги 11 соединены с платформой 2 упором 13 и служат для стабилизации поступательного движения башмаков, поддерживаемого регулятором 12. Такое исполнение механизма шагания существенно упрощает его конструкцию и схему управления приводом, повышает эффективность работы экскаватора.

Для обоснования параметров механизма выполнены теоретические исследования данной машины [10–12]. Этот механизм обеспечивает перемещение по горизонтали за один шаг, примерно на 2 м. Жидкость, подаваемая в полость гидроцилиндра, в течение шага выталкивает поршень гидроцилиндра на такое же расстояние, задавая перемещение точки B относительно упора A.

Исходная схема заменена эквивалентной кинематической схемой, представленной на рис. 2.

Кинематические уравнения движения в соответствии с указанной эквивалентной схемой получены методом замкнутого векторного контура [6, 12] в проекциях на горизонтальную и вертикальную оси координат:

$$\begin{cases} -S_1 \cos \alpha_1 + BO \cos (\beta - \alpha_2) - OA \cos \alpha_3 = 0; \\ S_1 \sin \alpha_1 + BO \sin (\beta - \alpha_2) - OA \sin \alpha_3 = 0; \\ -S_1 \cos \alpha_1 + BD \cos \alpha_2 - S = 0; \\ S_1 \sin \alpha_1 + BD \sin \alpha_2 + h_c = 0. \end{cases} \quad (1)$$

где S₁, S – перемещения ползунков B и D; α, β, α₁, α₂, α₃ – углы, показанные на рис. 2. Уравнения для аналогов скоростей и ускорений получаются прямым дифференцированием по времени уравнений системы (1):

$$\begin{cases} -\dot{S}_1 \cos \alpha_1 + S_1 \sin \alpha_1 \dot{\alpha}_1 + BO \sin(\beta - \alpha_2) \dot{\alpha}_2 + OA \sin \alpha_3 \dot{\alpha}_3 = 0; \\ \dot{S}_1 \sin \alpha_1 + S_1 \cos \alpha_1 \dot{\alpha}_1 - BO \cos(\beta - \alpha_2) \dot{\alpha}_2 - OA \cos \alpha_3 \dot{\alpha}_3 = 0; \\ -\dot{S}_1 \cos \alpha_1 - S_1 \sin \alpha_1 \dot{\alpha}_1 - BD \sin \alpha_2 \dot{\alpha}_2 - \dot{S} = 0; \\ \dot{S}_1 \sin \alpha_1 + S_1 \cos \alpha_1 \dot{\alpha}_1 - BD \cos \alpha_2 \dot{\alpha}_2 = 0. \end{cases}$$

Поскольку уравнения для аналогов ускорений довольно сложны, в данной статье мы их не приводим. В результате получена система алгебраических уравнений, позволяющая определить как геометрические, так и кинематические параметры. Так, например, при $OD = 14$ м; $BD = 18$ м; $BO = 10,6$ м; $AO = 11$ м; $h_c = 4,2$ м; $S_1 = AB = 8$ м получим: $\alpha_1 = 57^\circ$, $\alpha_2 = 38^\circ$, $\alpha_3 = 35^\circ$, аналоги угловых скоростей $\dot{\omega}_1 = \omega_1 / v_1 = 0,007 \text{ м}^{-1}$, $\dot{\omega}_2 = \omega_2 / v_1 = 0,054 \text{ м}^{-1}$, $\dot{\omega}_3 = \omega_3 / v_1 = 0,043 \text{ м}^{-1}$, угловые ускорения для $v_1 = 2 \text{ м/с}$, $\alpha_1 = 1 \text{ м/с}^2$ равны следующим величинам: $\epsilon_1 = 0,075 \text{ с}^{-2}$, $\epsilon_2 = 0,57 \text{ с}^{-2}$, $\epsilon_3 = 0,14 \text{ с}^{-2}$. Приведенные результаты послужили контрольным вариантом для компьютерной программы, решающей описанную ранее систему нелинейных уравнений.

При силовом анализе в качестве объекта исследования для принятой кинематической схемы рассматривалось звено BOD (см. рис. 1, 2). В соответствии с принципом Д'Аламбера составлены уравнения равновесия системы действующих активных сил, реакций и сил инерции. Так как масса экскаватора во много раз больше его отдельных подвижных звеньев, входящих в рассматриваемую кинематическую схему, то к действующим отнесена только сила тяжести экскаватора mg (m – масса экскаватора, g – ускорение свободного падения). Реакции в точке B представлены двумя составляющими $-X_B$ и Y_B , а в точке D – нормальной реакцией N и силой трения $F_{тр} = fN$, где f – коэффициент трения скольжения. Инерционные нагрузки сводятся к главному вектору $\vec{F}^{ин}$ и главному моменту сил инерции $M^{ин} = J_c \epsilon_2$, где J_c – момент инерции корпуса экскаватора.

Уравнения равновесия рассматриваемого объекта имеют вид:

$$\begin{cases} M^{ин} - F_{CO}^x AO + (F_{CO}^x - mg)(AO \cos \alpha_3 + CO) + F_{тр} h_c + \\ + N[AO \cos \alpha_3 + OD \cos(\alpha + \alpha_2)] - F_{CO}^n AO \sin \alpha_3 = 0; \\ (N - mg + F_{CO}^x) \cos \alpha_1 + (F_{тр} + F_{CO}^n) \sin \alpha_1 - F_{CO}^x \cos(\alpha_1 + \alpha_3) + \\ + (F_{CO}^n - S) \sin(\alpha_1 + \alpha_3) = 0; \\ -F_{тр} \cos \alpha_1 + (F_{CO}^n - S) \cos \alpha_3 + F_{CO}^x \sin \alpha_3 + F_{тр} + F_{CO}^n, \end{cases}$$

где $F_{CO}^x, F_{CO}^n, F_{CO}^x, F_{CO}^n$ – составляющие главного вектора сил инерции, выраженные через соответствующие составляющие ускорения.

В качестве исходных данных для полного расчета шага экскаватора использованы числовые значения, соответствующие шагающему экскаватору ЭШ 15.90А: $AO = 5,5$ м; $BO = 7,4$ м; $OD = 10$ м; $CO = 1$ м; $h_c = 2$ м; скорость поршня гидроцилиндра постоянна и равна $v_B = 0,5 \text{ м/с}$; масса экскаватора $m = 1,6 \cdot 10^6 \text{ кг}$; коэффициент трения скольжения о грунт принят равным $f = 0,5$. Расчет проводился для условия выдвигания поршня из гидроцилиндра так, что в начальный момент времени $AB_0 = 4$ м, а в конечный момент $AB_1 = 6$ м. Полученные результаты приведены в таблице.

Анализ результатов позволяет сделать следующие выводы:

- гидроцилиндр сохраняет почти горизонтальное расположение в течение всего рабочего хода;
- угол наклона рычага AO меняется почти симметрично относительно вертикали и обеспечивает величину шага экскаватора около 2 м;

- угловые скорости гидроцилиндра, корпуса экскаватора, рычага AO меняются незначительно;
- угловые ускорения близки к нулю;
- скорость скольжения крайней точки башмака соответствует скорости движения поршня гидроцилиндра, движение происходит практически равномерно;
- при перемещении экскаватора его корпус сохраняет устойчивое положение равновесия.

Металлоемкость гидроцилиндра в этом случае уменьшается, а уменьшение рабочего давления в гидросистеме, которое обеспечивается конструкцией, будет способствовать повышению надежности механизма шагания.

Энергопотребление за один шаг движения экскаватора теоретически оценивается как сумма работ сил, действующих на механизм в течение шага. Конструктивное решение, соответствующее минимуму энергопотребления, следует считать оптимальным для данного типа механизма шагания, повышающим эффективность работы механизма шагания и экскаватора в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сулов Н. М. Эксплуатационные характеристики существующих шагающих механизмов одноковшовых экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 8. С. 11–14.
2. Подэрни Р. Ю. Шагающие драглайны на открытых разработках. М.: НИИИнформтяжмаш, 1980. 70 с.
3. Сулов Н. М., Сулов Д. Н. Совершенствование шагающего ходового оборудования с гидроприводом // Изв. вузов. Горный журнал. 2015. № 8. С. 90–94.
4. Груздев А. В., Бойко Г. Х. Шагающие экскаваторы-драглайны производства корпорации ОМЗ // Горная промышленность. 2003. № 3. С. 16–20.
5. Сулов Н. М. Обоснование параметров трехопорного гидравлического механизма шагания экскаватора с одноцилиндровым приводом сторон механизма // Изв. УГТУ. 2012. Вып. 27/28. С. 93–95.
6. Альгин В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. Минск: Наука и техника, 1995. 256 с.
7. Сулов Н. М. Сокращение энергозатрат на перемещение экскаватора // Изв. вузов. Горный журнал. 2012. № 3. С. 99–103.
8. Сулов Н. М. Повышение эксплуатационных качеств шагающих механизмов экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2015. № 8. С. 44–46.
9. А. с. 1239229 СССР. Механизм шагания / Г. Х. Бойко [и др.] (СССР). Опубл. в Б. И. 1986. № 23. 3 с.
10. Сулов Н. М., Ляпцев С. А. Кинематический и силовой анализ механизма шагания экскаватора // Горные машины и автоматика. 2004. № 7. С. 9–11.
11. Степанова Н. Р., Сулов Н. М. Кинематический анализ четырехзвенного механизма шагания экскаватора // Математическое моделирование механических явлений: материалы Всерос. науч.-техн. конф. Екатеринбург: УГТУ, 2013. С. 88–95.
12. Сулов Н. М. Кинематический анализ трехопорного гидравлического шагающего механизма с одноцилиндровым приводом сторон механизма // Изв. УГТУ. 2011. Вып. 25-26. С. 68–71.

REFERENCES

1. Suslov N. M. 2013, *Ekspluatatsionnye kharakteristiki sushchestvuyushchikh shagayushchikh mekhanizmov odnokovshovykh ekskavatorov* [Performance characteristics of existing walking machines of single bucket excavators]. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika* [Mining equipment and electromechanics], no. 8, pp. 11–14.
2. Poderni R. Yu. 1980, *Shagayushchie draglayny na otkrytykh razrabotkakh* [Walking draglines on open-cast mines], Moscow, 70 p.
3. Suslov N. M., Suslov D. N. 2015, *Sovershenstvovanie shagayushchego khodovogo oborudovaniya s gidroprivodom* [Perfecting the walking gear with hydraulic drive]. *Izv. vuzov. Gornyy zhurnal* [News of the Higher Institutions. Mining Journal], no. 8, pp. 90–94.
4. Gruzdev A. V., Boyko G. Kh. 2003, *Shagayushchie ekskavatory-draglayny proizvodstva korporatsii OMZ* [Walking excavators-draglines produced by OMZ Corporation]. *Gornaya promyshlennost'* [Mining industry], no. 3, pp. 16–20.
5. Suslov N. M. 2012, *Obosnovanie parametrov trekhopornogo gidravlicheskogo mekhanizma shaganiya ekskavatora s odnotsilindrovym privodom storon mekhanizma* [The justification of the parameters of the three-bearing hydraulic excavator walking mechanism with the single-cylinder drive of the mechanism sides]. *Izv. UGU* [News of the Ural State Mining University], no. 27/28, pp. 93–95.
6. Al'gin V. B. 1995, *Dinamika, nadezhnost' i resursnoe proektirovanie transmissiy mobil'nykh mashin* [Dynamics, reliability and resource design of transmissions of mobile machines], Minsk, 256 p.
7. Suslov N. M. 2012, *Sokrashchenie energozatrat na peremeshchenie ekskavatora* [Reducing energy costs for moving the excavator]. *Izv. vuzov. Gornyy zhurnal* [News of the Higher Institutions. Mining Journal], no. 3, pp. 99–103.

8. Suslov N. M. 2015, *Povyshenie ekspluatatsionnykh kachestv shagayushchikh mekhanizmov ekskavatora* [Improving the performance of the walking excavator mechanisms]. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika* [Mining equipment and electromechanics], no. 8, pp. 44–46.
9. Boyko G. Kh. et al. 1986, A. s. 1239229 SSSR. *Mekhanizm shaganiya* [A. s. 1239229 USSR. The pacing mechanism], no. 23, 3 p.
10. Suslov N. M., Lyaptsev S. A. 2004, *Kinematicheskiy i silovoy analiz mekhanizma shaganiya ekskavatora* [Kinematic and power analysis of the excavator walking mechanism]. *Gornye mashiny i avtomatika* [Mining machines and automatics], no. 7, pp. 9–11.
11. Stepanova N. R., Suslov N. M. 2013, *Kinematicheskiy analiz chetyrekhzvennogo mekhanizma shaganiya ekskavatora* [Kinematic analysis of the four-bearing mechanism of the excavator walking]. *Matematicheskoe modelirovanie mekhanicheskikh yavleniy: materialy Vseros. nauch.-tekhn. konf.* [Mathematical modeling of mechanical phenomena: materials of the All-Russian scientific-technical conference], Ekaterinburg, pp. 88–95.
12. Suslov N. M. 2011, *Kinematicheskiy analiz trekhopornogo gidravlicheskogo shagayushchego mekhanizma s odnotsilindrovym privodom storon mekhanizma* [Kinematic analysis of a three-bearing hydraulic walking gear with a single-cylinder drive mechanism sides]. *Izvestiya UGGU* [News of the Ural State Mining University], no. 25–26, pp. 68–71.

Николай Максимович Суслов,
Валентин Александрович Боровков,
bor402@rambler.ru
Петр Акимович Касьянов,
Уральский государственный горный университет,
Россия, Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

Nikolay Maksimovich Suslov,
Valentin Aleksandrovich Borovkov,
bor402@rambler.ru
Petr Akimovich Kas'yanov,
Ural State Mining University
Ekaterinburg, Russia