

Литература.

1. Chinakhov, D.A. Study of Thermal Cycle and Cooling Rate of Steel 30XГСА Single-Pass Weld Joints, Applied Mechanics and Materials. –2011. – Vol. 52–54. –Pp 442–447.
2. Chinakhov, D.A. Simulation of Active Shielding Gas Impact on Heat Distribution in the Weld Zone, Applied Mechanics and Materials. – 2013. – Vol. 762. –Pp 717–721.
3. Технологическое обеспечение надежности цилиндров гидростоек механизированных крепей / Коган Б.И., Буялич Г.Д., Буялич К.Г. // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2012. – № 10 (147). – С. 29–31.
4. Особенности взаимодействия механизированных крепей с боковыми породами в сложных горно-геологических условиях пологих и наклонных пластов/Б. А. Александров, Г. Д. Буялич, Ю. А. Антонов, Ю. М. Леконцев, М. Г. Лупий. -Томск: Изд-во Том. ун-та, 2002. -144 с.
5. Повышение сопротивления консолей механизированной крепи/Г. Д. Буялич, Б. А. Александров, Ю. А. Антонов, В. В. Воеводин//Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых, 2000. -№ 5. -С. 82-87.
6. Буялич, Г. Д. Методика составления модели гидростойки механизированной крепи для расчетов методом конечных элементов/Г. Д. Буялич, А. В. Воробьев, А. В. Анучин//Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). -2012. -Отд. вып. 7: Горное машиностроение. -С. 257-262.
7. Buyalich G.D., Anuchin A.V., Dronov A.A. The Numerical Analysis of Accuracy of Hydraulic Leg Cylinder in Modeling Using Solid Works Simulation, Applied Mechanics and Materials. – 2015. – Vol. 770. – pp 456-460. DOI:10.4028/www.scientific.net/AMM.770.456.
8. Buyalich, G.D., Buyalich K.G., Voyevodin V.V. Radial deformations of working cylinder of hydraulic Legs depending on their extension, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2015. –Vol. 91. 012087, DOI:10.1088/1757-899X/91/1/012087.
9. Контактное и силовое взаимодействие механизированных крепей с боковыми породами/Б. А. Александров, Г. Д. Буялич, Ю. А. Антонов, В. И. Шейкин. -Томск: Изд-во Том. ун-та, 2003. -130 с.
10. Механизм взаимодействия механизированных крепей с кровлями угольных пластов/Г. Д. Буялич, Ю. А. Антонов, В. И. Шейкин//Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). -2012. -Отд. вып. 3: Горное машиностроение. -С. 122-125.
11. Александров, Б. А. Влияние начального распора механизированной крепи на частоту и интенсивность резких осадков кровли/Б. А. Александров, Г. Д. Буялич, Ю. А. Антонов//Вестник Кузбасского государственного технического университета. -2002. -№ 6. -С. 21-22.
12. Buyalich G.D., Buyalich K.G. Comparative Analysis of the Lip Seal in Hydraulic Power Cylinder, Applied Mechanics and Materials. – 2015. –Vol. 770. – pp: 402-406. DOI:10.4028/www.scientific.net/AMM.770.402.
13. Buyalich G.D., Buyalich K.G. Modeling of Hydraulic Power Cylinder Seal Assembly Operation, Mining 2014 : Taishan Academic Forum – Project on Mine Disaster Prevention and Control: Chinese Coal in the Century: Mining, Green and Safety, China, Qingdao, 17–20 October 2014. – 2014 : Amsterdam, Paris, Beijing. Atlantis Press. – pp. 167–170.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
ЦЕНТРАЛЬНОЙ ЦАПФЫ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО УСТРОЙСТВА ЭКСКАВАТОРА-
МЕХЛОПАТЫ**

*А.А. Хорешок**, *д-р техн. наук, проф.*, *П.В. Буянкин***, *канд. техн. наук, ст. преп.*,
*А.В. Воробьев****, *канд. техн. наук, доц.*

**, ** Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева,*
г. Кемерово, ул. Весенняя, 28, 650000, Россия

, * Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского
Томского политехнического университета*
652055, Кемеровская обл., г. Юрга, ул. Ленинградская, 26
E-mail: vorob@tpi.ru

Опорно-поворотное устройство экскаватора-мехлопаты является одним из важнейших узлов, определяющим надежную и безопасную эксплуатацию машины в целом. Поэтому необходимо уделять особое внимание этому элементу как при проектировании, так при изготовлении и эксплуата-

ции. Вместе с тем отмечается недостаток работ, посвященных исследованиям нагружения опорно-поворотных устройств.

Существующие в отечественном машиностроении расчетные подходы по определению нагруженности опорно-поворотных устройств (или ОПУ) сведены к математическому расчету распределенных вертикальных нагрузок на роликовый круг и отрывающего усилия на центральной цапфе. Эти подходы, в большинстве своем, являются статическими, при этом влияние эксплуатационных нагрузок учитывается динамическим коэффициентом $K_{дин}$, принимаемым равным двум и заложенными коэффициентами запаса прочности деталей. В целом, эти методы дают хороший результат, но не всегда могут учитывать некоторые специфические особенности нагружения, такие как влияние максимальных усилий резания и напора при черпании горной массы. В ряде случаев это может привести к снижению точности расчетов, и как следствие, уменьшению несущей способности узлов и их надежности, что негативно скажется при работе машины в реальных условиях ее эксплуатации. Излишняя же металлоемкость элементов выражается в завышенной стоимости машины и снижении ее ценовой конкурентоспособности при приобретении.

Компоновочная схема ОПУ экскаватора ЭКГ-10 (как наиболее распространенного) представляет собой конструкцию с однорядным роликовым кругом с цилиндрическими роликами, расположенными между верхним и нижним рельсами. Для восприятия нагрузок и во избежание опрокидывания поворотной платформы, при потере ее устойчивости, устанавливается центральная цапфа. В процессе эксплуатации контакт роликов и рельсов происходит по линии или прямоугольнику, центральная цапфа периодически принимает возникающие нагрузки [1]. Такие воздействия неизбежно приводят к износу сопряженных элементов и выходу их из строя (рис.1).



Рис. 1. Излом центральной цапфы экскаватора ЭКГ-10 при воздействии эксплуатационных нагрузок

Для установления полной картины напряженно-деформированного состояния элементов опорно-поворотного устройства экскаватора ЭКГ-10 при воздействии эксплуатационных нагрузок, с помощью системы SolidWorks Simulation построена расчетная модель. Программный комплекс SolidWorks Simulation широко применяется для анализа напряженно-деформированного состояния конструкций, в том числе горных машин [5-9]. Для получения количественной оценки закладываемых нагрузок использовался программный комплекс Mathcad.

Общий алгоритм работы SolidWorks Simulation при решении статической задачи в линейной постановке имеет следующий вид [2, 3].

1. Создается геометрическая модель рассчитываемой конструкции (рис. 2).
2. Строится сетка конечных элементов, т.е. производится дискретизация объема, занимаемого деталью или сборкой. Для объемного тела область разбивается на тетраэдры с гранями, аппроксимируемыми линейными или параболическими функциями координат.
3. Определяются зависимости для преобразования перемещений в узлах сетки к глобальной системе координат. Для пространственных конечных элементов степенями свободы являются перемещения в направлении осей локальной системы координат элемента.
4. Вычисляются матрицы жесткости конечных элементов. В формулах для расчета компонентов матриц жесткости конечных элементов учитываются координаты узлов, модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов.
5. Полученные матрицы жесткости преобразуются из локальных систем координат элемента в глобальные, которые в свою очередь объединяются в единую глобальную матрицу жесткости.

6. Назначенные граничные (статические и кинематические) условия преобразуются в нагрузки и перемещения в узлах, выраженные в глобальной системе координат.
7. Решается полученная линейная система уравнений, определяются перемещения в узлах конечных элементов. Для решения могут использоваться прямые и итерационные методы. Выполняется расчет деформаций в узлах.
8. На основе компонентов напряженно-деформированного состояния и параметров прочности материала производится вычисление эквивалентных напряжений по выбранному критерию прочности.

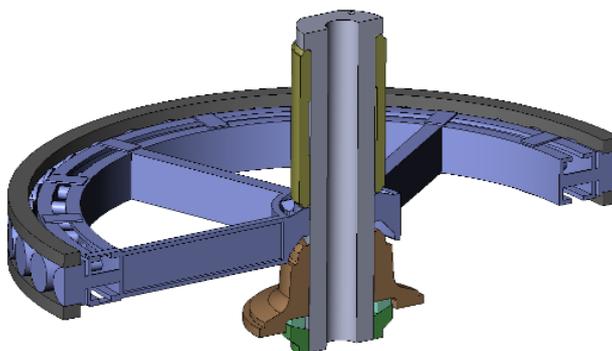


Рис. 2. Геометрическая модель опорно-поворотного устройства экскаватора ЭКГ-10 (в разрезе)

Для снижения объема расчетов были упрощены (рис. 2) некоторые детали (нижняя часть гайки цапфы с резьбой, втулка поворотной платформы), влияние которых компенсировалось соответствующими граничными условиями.

Рама поворотной платформы моделировалась верхним рельсом и втулкой. Нижняя рама была смоделирована как отливка и нижний рельс. Грани этих деталей связывались при помощи граничного условия «Жесткий соединитель», обеспечивающего жесткую связь выбранных поверхностей и неизменное расстояние между ними. Это условие корректно описывает работу конструкции, так как верхний рельс закреплен неподвижно к поворотной платформе, нижний рельс и отливка центральной цапфы неподвижно закреплены к нижней раме.

В качестве кинематического граничного условия применялось крепление «Зафиксированный», приложенное к грани нижнего рельса. Данный вид крепления ограничивает линейные перемещения по трем координатным осям, принимая их равными нулю.

Поскольку геометрическая модель, свойства материалов деталей и прилагаемые нагрузки симметричны относительно вертикальной плоскости, было использовано граничное условие «Симметрия». Геометрическая модель рассекалась по плоскости симметрии, к поверхностям в сечении применялось кинематическое граничное условие, запрещающее перемещения по нормали к секущей плоскости. Это позволило уменьшить размерность задачи, за счет чего была повышена плотность сетки конечных элементов и точность расчетов.

Исходя из сложности определения граничных условий приложения нагрузок на элементы ОПУ принято решение о приложении граничных сил, учитывающих влияние веса рукояти и ковша с горной массой ($G_{рук+гр} \max 250 \text{ кН}$), а также усилий резания и напора ($P_{01}=330 \text{ кН}$ и $P_{02}=100 \text{ кН}$). Это как раз является специфической особенностью нагружения, когда учитываются максимальные усилия резания и напора, возникающие при черпании горной массы. Точки приложения сил принимались в соответствии со схемой на рис. 3.

Действие сил переносилось из точек приложения на грань верхнего рельса за счет применения граничного условия «Дистанционная нагрузка» с опцией «Жесткая связь».

Так как расчет проводился для сборки, были описаны условия контактного взаимодействия для соприкасающихся граней деталей. Использовалось контактное условие «Нет проникновения», исключающее возникновение интерференции компонентов, но допускающее появление зазоров. Контактное условие использовалось с опцией «Поверхность с поверхностью». Этот набор контактных условий позволяет получить максимальную точность при решении контактной задачи с гладкими криволинейными взаимодействующими гранями, но требует наибольших затрат вычислительных ресурсов.

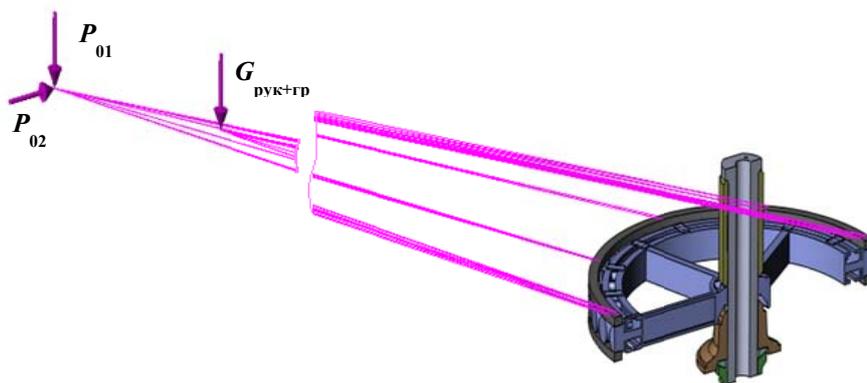


Рис. 3. Схема нагружения опорно-поворотного устройства

При дискретизации геометрической модели использовалась сетка с параболическими конечными элементами (КЭ) в форме тетраэдров. Параболические КЭ обеспечивают лучшее описание геометрии модели сеткой и повышенную точность расчетов за счет большего по сравнению с линейными КЭ числа узлов. Параметры сетки: размер КЭ – от 10 до 50 мм; соотношение увеличения размера элемента – 1,6; автоматическое уплотнение сетки не использовалось. Исходя из необходимости подробного исследования центральной цапфы, было проведено уплотнение сетки для данной детали. Максимальный размер КЭ при этом был уменьшен до 30 мм.

При вычислении исследования применялась решающая программа «FFEPlus», которая использует усовершенствованное переупорядочение матрицы, что делает ее более эффективной для больших задач.

В результате расчетов МКЭ получена картина распределения эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в элементах опорно-поворотного устройства экскаватора ЭКГ-10 при воздействии эксплуатационных нагрузок (рис.4) [4].

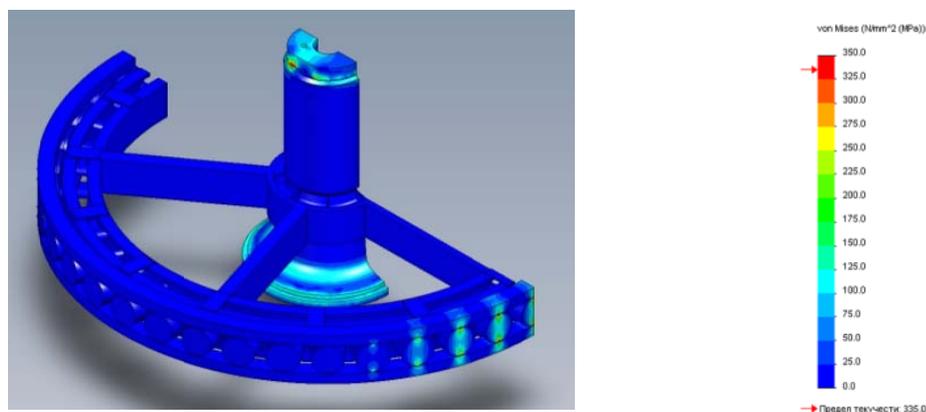


Рис. 4. Картина распределения эквивалентных напряжений по Мизесу в элементах опорно-поворотного устройства экскаватора ЭКГ-10

При этом установлено, что одним из наиболее нагруженных элементов ОПУ является центральная цапфа. Максимум напряжений на цапфе расположен в области галтели, при этом дополнительным концентратором напряжений является отверстие под рым-болт (рис. 5, а). На этом рисунке показана область детали, в которой напряжения превышают предел текучести для материала центральной цапфы (для стали 40 ГОСТ 1050-88 - 335 МПа). Этот факт подтверждает, что эксплуатационные нагрузки носят разрушающий характер и могут привести к поломке цапфы. Также из картины распределения эквивалентных напряжений следует, что наиболее нагружены места верхнего рельса в местах контакта с передними роликами в количестве 7 штук.

Одним из рациональных решений для исключения концентрации напряжений в центральной цапфе, предложен перенос отверстий под рым-болты ближе в центральной части (было 230 мм,

предложено 165 мм при прежней глубине отверстия), а также увеличение радиуса галтели с 10 до 25 мм (рис. 5, б). Это предложение не повлечет значительного изменения конструкции остальных (сопряженных) элементов опорно-поворотного устройства.

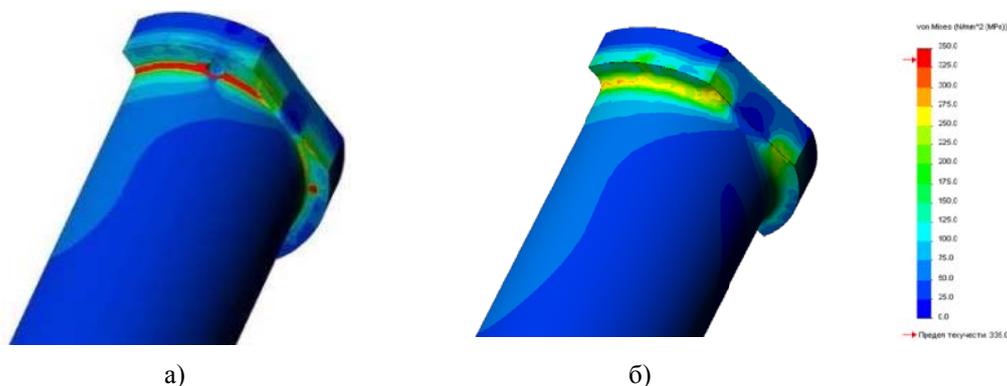


Рис. 5. Общий вид распределения эквивалентных напряжений по Мизесу в центральной цапфе:
а) - в местах с наибольшей концентрацией и превышением предела текучести стали 40
ГОСТ 1050-88, б) - с концентрацией напряжений после доработки конструкции

Анализ полученного напряженно-деформированного состояния опорно-поворотного устройства позволил установить картину распределения напряжений в его элементах и установить, что в процессе эксплуатации возможно изменение технического состояния конструкции, вплоть до износа и излома отдельных элементов. Использование разработанной модели напряженно-деформированного состояния позволит разрабатывать как различные конструкции отдельных элементов, так и компоновочные схемы опорно-поворотных устройств при воздействии максимальных нагрузок, необходимых для снижения концентрации напряжений. Одним из таких решений предложена усовершенствованная цапфа, рациональная конструкция которой снижает концентрацию напряжений при воздействии эксплуатационных нагрузок.

Литература.

1. Буянкин, П. В. Расчет нагрузок в опорно-поворотном устройстве экскаватора-мехлопаты / П. В. Буянкин // Вестн. Кузбасского гос. тех. унив., 2014, №2. – С. 19–21.
2. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.: ил. + DVD – (Мастер).
3. SolidWorksSimulation. Как решать практические задачи / А.А. Алямовский. - СПб.: БХВ-Петербург, 2012. - 448 с.: ил. + DVD - (Мастер).
4. Хорешок, А. А. Оценка эксплуатационных нагрузок на опорно-поворотное устройство экскаваторов-мехлопат /А. А. Хорешок, И.Д. Богомолов, П. В. Буянкин, А. В. Воробьев // Горное оборудование и электромеханика. – 2014. – №6. – С. 43-46.
5. Effect of operating stresses on elements of shovel swing bearings / Khoreshok A.A., Bogomolov I.D., Buyankin P.V., Vorobev A.V. // Applied Mechanics and Materials. 2015. T. 770. pp. 445-448.
6. Stress-deformed state knots fastening of a disk tool on the crowns of roadheaders / Khoreshok A, Mame-tyev L, Borisov A, Vorobiev A // Mining 2014. Taishan academic forum - project on mine disaster prevention and control. Chinese coal in the XXI century: Mining, green and safety. – Qingdao, China, October 17-20, 2014, Atlantis press, Amsterdam-Paris-Beijing, 2014. pp. 177-183.
7. The application of the analytic hierarchy process when choosing layout schemes for a geokhod pumping station / Chernukhin R.V., Dronov A.A., Blashchuk M.Y. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2015. T. 91. № 1. С. 012086.
8. Classification of geokhod units and systems based on product cost analysis and estimation for a prototype model production / Aksenov V.V., Walter A.V., Gordeyev A.A., Kosovets A.V. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2015. T. 91. № 1. С. 012088.
9. Determination of necessary forces for geokhod movement / Efremenkov A.B., Timofeev V.Y. // IFOST 2012: Proceedings - 2012 7th International Forum on Strategic Technology, September 18-32, 2012, Tomsk. – С. 1 – 4.