

Исследование напряженно-деформированного состояния поршня-бойка гидромолота при соударении с инструментом

¹**КЫЗЫРОВ Кайрулла Бейсенбаевич**, к.т.н., профессор, kyzirovkairulla@gmail.com,

²**МИТУСОВ Анатолий Алексеевич**, д.т.н., профессор, anatmitusov@mail.ru,

^{1*}**РЕШЕТНИКОВА Ольга Стасисовна**, PhD, старший преподаватель, olga.reshetnikova.80@mail.ru,

¹**МАЛЫБАЕВ Нурлан Сакенович**, к.т.н., доцент, malybaevnurlansakenovich@mail.ru,

¹**ТЕЛИМАН Ирина Викторовна**, старший преподаватель, ir4ik87_telbez@mail.ru,

¹НАО «Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова», Казахстан, Караганда, пр. Н. Назарбаева, 56,

²ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический университет имени И.И. Ползунова», Россия, Барнаул, пр. Ленина, 46,

*автор-корреспондент.

Аннотация. Работа посвящена исследованию напряженно-деформированного состояния поршня-бойка гидромолота ВКП.250 в результате его соударения с инструментом и передачи энергии для разрушения негабаритов горных пород. Конструкция гидравлического молота ВКП.250 разрабатывалась по теме грантового финансирования «Создание и исследование гидравлического механизма ударного действия для производства горных и строительных работ» на 2018-2020 гг. Исследования выполнены с применением имитационного моделирования ударной части гидромолота в программном комплексе «ANSYS». Численным экспериментом установлены напряжения, возникающие при взаимодействии поршня-бойка с инструментом для значений давления питания P_n в диапазоне 8-12 МПа, давления слива P_c в диапазоне 0,5-1,0 МПа, давления в газовой камере P_g равного 0,6 МПа, предударной скорости v_n равной 5-7 м/с. Кроме того, рассмотрена задача с изменением конструктивных параметров ударно-поршневой группы. Численный эксперимент позволил выполнить исследование возникающих процессов в результате соударения пары боек-инструмент гидромолота, что представляет особый интерес для дальнейшего совершенствования конструкции, что позволит повысить период его безотказной работы, эффективность передачи энергии от поршня-бойка к инструменту.

Ключевые слова: гидромолот, дробление негабаритов, ударная система, инструмент, поршень-бойк, имитационное моделирование, напряженно-деформированное состояние.

Введение

Добыча полезных ископаемых буровзрывным способом сопровождается необходимостью механизации вторичного дробления негабаритов горных пород и руд, выход которых колеблется от 2.5% от взрывааемой горной массы и на отдельных предприятиях достигает 15-20% [1-3].

Одним из эффективных современных методов борьбы с негабаритами является разрушение их гидромолотами.

Гидромолот – это новый тип объемных гидродвигателей, преобразующих энергию потока жидкости в импульсные нагрузки на породоразрушающем инструменте [4,5].

Разработанный КартУ гидромолот ВКП.250 отличается новизной конструктивных решений, состоящий из отдельных блоков и выполняющий свои специфические функции в цепи энергопре-

образования [6].

В каждом функциональном узле происходят сложные динамические процессы, согласованные с главной функцией – периодическим нанесением бойком ударных импульсов по инструменту с целью эффективного разрушения негабарита.

Объект исследования

Конструкция гидромолота ВКП.250 защищена патентами Республики Казахстан № 34260, № 34276, № 34278, общий вид представлен на рисунке 1 и 2.

Технологичность и ремонтпригодность конструкции гидромолота обеспечивается за счет его разбиения на несколько блоков: сетевой аккумулятора 5; корпус «П» 2; гидроблок «Б» 4; пневмоблок «В» 7; гидроблок «У» 6; блок регулирования «Р» 3.

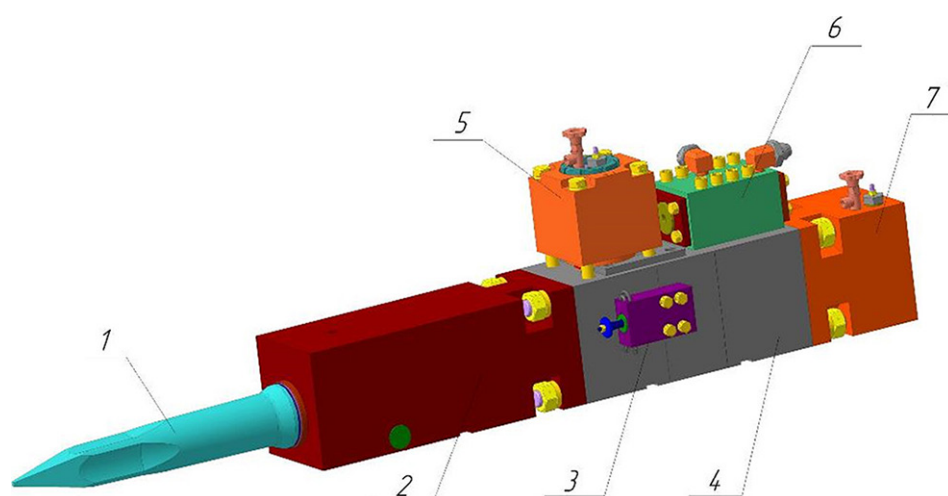
Сетевой аккумулятор состоит из корпуса и крышки, между которыми зажата резиновая мембрана. Мембрана аккумулятора во время работы гидромолота колеблется около своего среднего положения, позволяя накопить рабочую жидкость, если скорость бойка мала, либо обеспечить дополнительную подачу рабочей жидкости вместе с насосом в камеру рабочего хода бойка 11 для обеспечения его максимальной скорости (рисунок 1).

Давление зарядки сжатым азотом составляет 5,7-6,2 МПа.

Корпус «П» – часть конструкции гидромолота, которая служит в качестве направляющей пики рабочего инструмента 1. В зависимости от вида выполняемой работы, пика инструмента

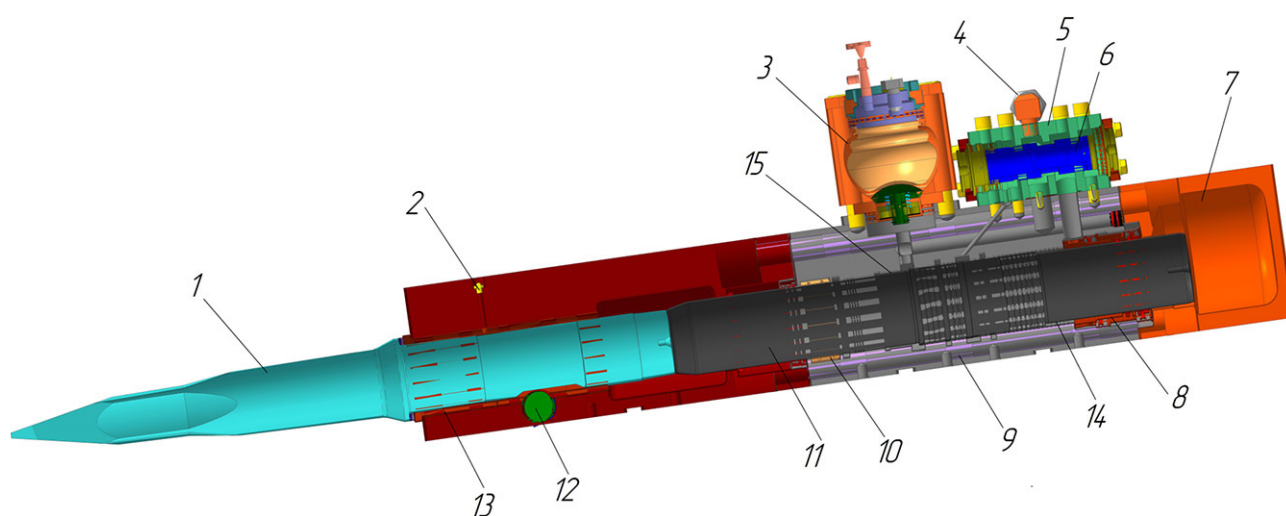
может быть выполнена в виде зубила (клина), прямоугольной пирамиды, кругового конуса. Пика перемещается по запрессованной внутри корпуса втулке 13 (рисунок 2), которая служит для предотвращения образования перекосов и забоин, а также выполняет роль направляющей. Для снижения трения и продления срока службы гидромолота предусмотрена смазка инструмента при помощи специальной масленки (тавотницы). Стопорный палец 12 удерживает пику внутри корпуса «П».

Пневмоблок «В» представляет собой камеру, заполненную азотом, который применяется в качестве упругого тела. Он обеспечивает дополнительное воздействие на боёк в период рабочего хода во время разгона бойка, и срабатывает как



1 – пика; 2 – корпус «П»; 3 – блок регулирования «Р»; 4 – гидроблок «Б»; 5 – сетевой аккумулятор; 6 – гидроблок «У»; 7 – пневмоблок «В» (газовая камера)

Рисунок 1 – Общий вид гидромолота ВКП.250



1 – инструмент; 2 – масленка; 3 – сетевой аккумулятор; 4 – штуцеры для подключения напорного и сливного трубопроводов; 5 – корпус блока управления; 6 – золотник; 7 – газовая камера; 8, 10, 13 – бронзовые втулки; 9 – корпус блока с системой гидрокоммуникаций; 11 – боек; 12 – палец; 14 – камера рабочего хода (задняя управляемая камера); 15 – камера холостого хода (передняя неуправляемая камера)

Рисунок 2 – Гидромолот ВКП.250 в разрезе

буфер в обратном направлении движения бойка.

В гидроблоке «Б» размещена система гидрокommunikаций, соединяющая камеры рабочего и холостого ходов с напорной и сливной гидролиниями, управляемыми выточками для переключения золотникового распределителя гидроблока «У».

Также в этом гидроблоке расположен поршень-боек, совершающий возвратно-поступательные движения под действием сил давления рабочей жидкости. Герметичность гидромолота обеспечивают уплотнения, установленные в проточках в начале и конце гидроблока. В корпус «Б» входят износостойкие втулки 8, 10, уплотняемые манжетами и специальным уплотнением для разделения газовой камеры с камерой рабочего хода.

Циклом работы бойка гидромолота управляет специальный золотниковый распределитель, расположенный в гидроблоке «У» (рисунок 2). Золотник 6 трубчатой формы перемещается внутри корпуса 5, который соединен с камерой рабочего хода гидромолота и сообщается попеременно то со сливной, то с напорной линией. Перемещение золотника осуществляется благодаря разности площадей его камер управления под действием силы давления рабочей жидкости. Так, при соединении камеры управления с напорной линией за счет разности диаметров поясков на внешней поверхности золотника он переключается в позицию рабочего хода бойка.

Анализ работы гидромолота показывает, что наиболее нагруженным элементом конструкции является поршень-боек, который испытывает высокие ударные нагрузки в процессе эксплуатации. В результате могут возникать сколы на торце бойка и его смятие в месте соударения с инструментом [7].

Стойкость поршня-бойка определяется такими параметрами, как твердость, достигаемая требуемого значения в результате термообработки, и ударная вязкость [7].

В связи с этим возникла необходимость оценки прочностных свойств ударной части конструк-

ции гидромолота ВКП.250 при проектировании и разработке технической документации. В конструкции опытного образца гидромолота для изготовления бойка заложена сталь конструкционная легированная 30ХН3А, инструмента – 40ХН.

Методика исследования

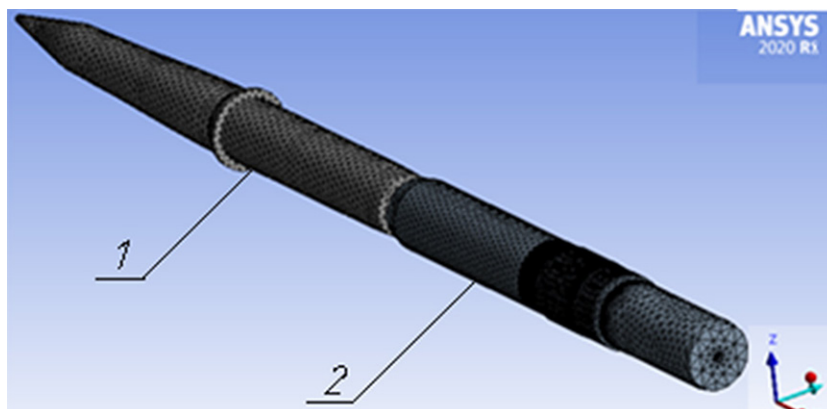
Исследования проведены с применением программного комплекса «ANSYS». Следует отметить, что при выполнении полномасштабных исследований напряженно-деформированного состояния (НДС) ударно-поршневой группы гидромолота необходимо учитывать взаимодействие инструмента с обрабатываемой породой [7, 8]. Однако на первом этапе этот вопрос не рассматривается, так как, прежде всего, необходимо выявить не оптимальные параметры инструмента, а определить допустимые границы этих параметров.

Моделирование бойка и инструмента было осуществлено по заданным конструктивным параметрам бойка и инструмента (рисунок 3).

При этом процесс моделирования осуществлялся в традиционной последовательности – после подготовки трехмерной модели рассматриваемой системы, выбора типа анализа и задания характеристик материала, производилось встроенными средствами программы «ANSYS» построение конечно-элементной сетки, ввод исходных данных – предударной скорости бойка и нагрузки, решение поставленной задачи. Часть этой подготовительной работы приведена на рисунке 4.

В качестве исходных данных были приняты: материал поршня-бойка – сталь 30ХН3А, инструмента – сталь 40ХН; силы давления жидкости F_1 и F_2 , действующие на поршень-боек со стороны камер рабочего и холостого хода соответственно; сила давления газа F_3 , действующая со стороны газовой камеры; предударная скорость бойка v_y (рисунок 5).

Численный эксперимент был произведен для значений давления питания в диапазоне 8-12 МПа (P_n), давления слива 0,5-1,0 МПа (P_c), давления в га-



1 – инструмент; 2 – боек

Рисунок 3 – Расчетная модель поршня-бойка с инструментом

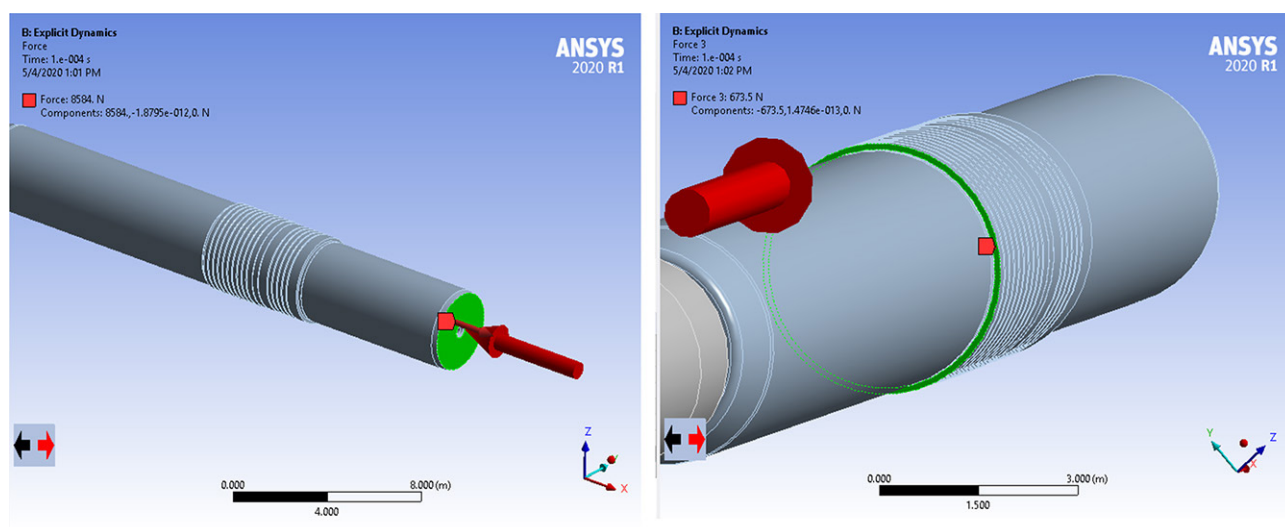
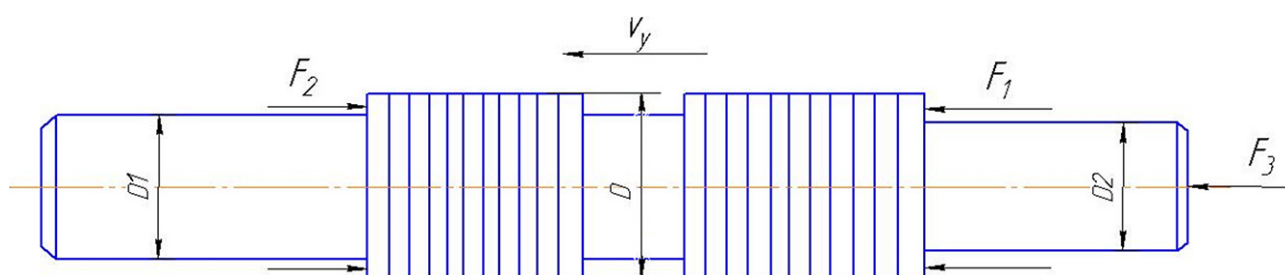


Рисунок 4 – Приложение нагрузок на поршень-боек



D_1 , D_2 – диаметры передней и задней ступеней бойка; D – диаметр ступени с выточками;
 v_y – предупредная скорость; F_1 , F_2 – силы давления жидкости; F_3 – сила давления газа

Рисунок 5 – Расчётная схема системы «боек-инструмент»

зовой камере 0,6 МПа, предупредной скорости 5-7 м/с. Варианты расчета проводились для различных комбинаций параметров (таблица).

На рисунке 6 приведены результаты расчета изменения напряжения во времени при давлении питания 10 МПа и предупредной скорости 7 м/с.

Результаты и их обсуждение

Анализ результатов позволяет отметить, что в момент соударения на передней ступени бойка возникают напряжения, равные приблизительно 200 МПа, в отдельных местах (отмечено красным цветом) – 380 МПа. Во временном интервале от $7,5 \cdot 10^{-5}$ до $10 \cdot 10^{-5}$ с наблюдается резкий скачок напряжений до 1100 МПа, а затем они стабилизируются в диапазоне 250-380 МПа.

По результатам расчета НДС для значений давления 8-12 МПа и предупредной скорости 5-7 м/с были построены графические зависимости напряжений от этих параметров (рисунок 7).

Анализ совокупности всех этих графиков позволяет отметить следующее: с увеличением давления питания с 8 до 12 МПа напряжения в бойке линейно увеличиваются, причем наибольшие значения напряжений соответствуют более высокому значению предупредной скорости. С увеличением предупредной скорости кривые изменения

напряжений также линейно возрастают. Максимальные значения напряжений соответствуют наибольшему значению давления питания 12 МПа.

Численным экспериментом также установлено, что при уменьшении размеров расчетной модели в два раза и исходных данных – давления питания $P_n = 10$ МПа, давления слива 0,5 МПа, давления в газовой камере 0,6 МПа, предупредной скорости $v_y = 7$ м/с – в результате соударения бойка с инструментом происходит разрушение передней ступени бойка. Значение напряжений, как и в предыдущих опытах, достигают 360-460 МПа. Разрушение передней ступени связано с тем, что возникающие ударные нагрузки для стержней такого сечения превышают допустимые (рисунок 8).

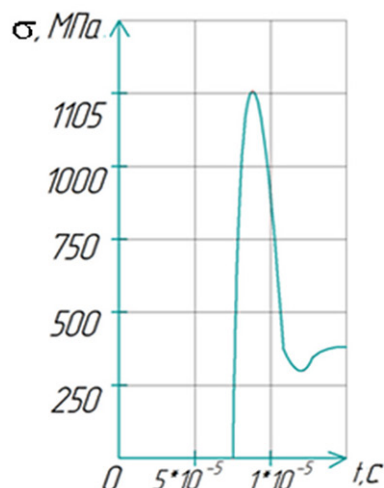
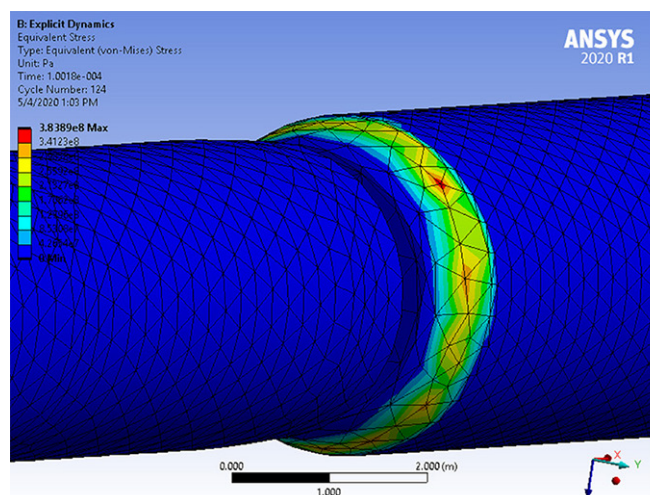
Выводы

Анализ полученных результатов НДС бойка позволяет с достаточной для практики точностью, в рамках работы с опытными образцами нового гидромолота, судить о его прочности, а следовательно, и о работоспособности экспериментального образца гидромолота ВКП.250.

Таким образом, в статье представлены результаты решения научной и практической задач, состоящих в уточнении и дальнейшем обосновании

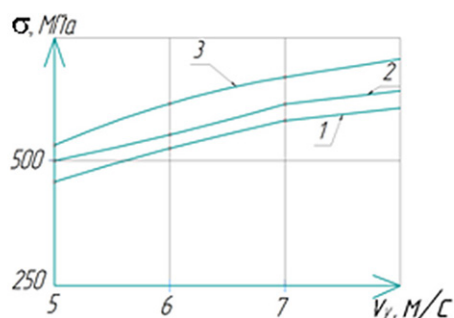
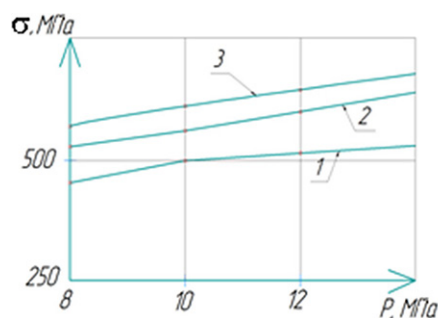
Исходные данные				
Предударная скорость v_y , м/с	Диаметры ступеней поршня-бойка, мм	Усилие, Н		
		F1	F2	F3
P _н = 8 МПа, P _с = 0,5 МПа				
5	140-146-135*	8584	19568	673,5
6	140-146-135	8584	19568	673,5
7	140-146-135	8584	19568	673,5
P _н = 10 МПа, P _с = 0,5 МПа				
5	140-146-135	8584	24264	673,5
6	140-146-135	8584	24264	673,5
7	140-146-135	8584	24264	673,5
P _н = 12 МПа, P _с = 0,8 МПа				
5	140-146-135	8584	29117	1077,6
6	140-146-135	8584	29117	1077,6
7	140-146-135	8584	29117	1077,6
P _н = 10 МПа, P _с = 0,5 МПа				
7	70-80-65	8584	24264	673,5

* – диаметры ступеней бойка: передняя ступень D_1 – ступень с выточками D – задняя ступень D_2



σ – нормальные напряжения, МПа; t – время, с

Рисунок 6 – Результаты численного моделирования для давления питания $P_H = 10$ МПа и предварительной скорости $v_y = 7$ м/с



а) 1, 2, 3 – зависимости $\sigma(P_H)$ для значений предварительной скорости $v_y = 5, 6, 7$ м/с;
б) 1, 2, 3 – зависимости $\sigma(v_y)$ для значений давления питания $P_H = 8, 10, 12$ МПа

Рисунок 7 – Зависимости величины напряжений σ от давления питания P_H и предварительной скорости v_y

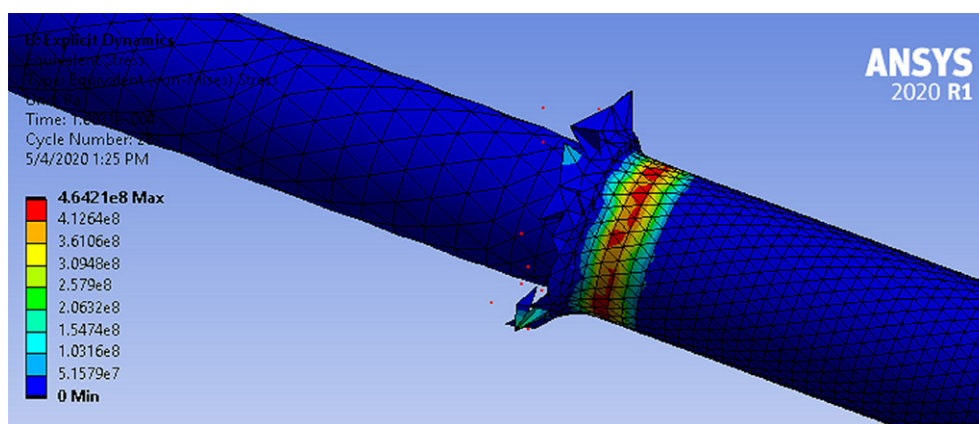


Рисунок 8 – Результаты вычислительного эксперимента при изменении конструктивных параметров бойка и инструмента

ряда конструктивных параметров ударной части гидромолота и их соотношений, выдвинуты предложения по изменению технологической обра-

ботки поршня-бойка опытного образца гидромолота ВКП.250 [9, 10].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодняков Г.А., Половинко А.В., Лигоцкий Д.Н. Экологичная разработка крепких горных пород с помощью гидромолотов. Горный информационно-аналитический бюллетень. М., 2012. – № 3. – С. 70-74.
2. Ушаков Л.С. Гидравлические схемы ударных устройств и исполнительные органы для горных, строительных и дорожных работ // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – № 4. – С. 17-20.
3. Zhou H., Xie X., Feng Y. Rock breaking methods to replace blasting // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2018. – Т. 322. – No. 2. – С. 022014. DOI 10.1088/1757-899X/322/2/022014
4. Митусов А.А. Двухтактные гидродвигатели ударного действия: основы теории и расчет. СПб: Изд-во Политехнического университета, 2013. – 389 с.
5. Городилов Л.В., Вагин Д.В., Пашина О.А. Разработка методики параметров гидроударных систем объемного типа // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2014. – Т. 50. – № 1. – С. 87-93.
6. Kyzzyrov K.B., Reshetnikova O.S., Dosmagambetov N.G. Modeling and calculating the fluid distribution system parameters of hydraulic hammer VKP.250 // Material and Mechanical Engineering Technology, 2021. – No. 2. – pp. 3-7. DOI 10.52209/2706-977X_2021_2_3
7. Витюков М.М., Юнгмейстер Д.А., Пивнев В.А. и др. Теоретические расчеты параметров ударных систем «поршень-боек-штанга». Горный информационно-аналитический бюллетень. М., 2010. – № 7. – С. 329-330.
8. Жуков И.А., Тимофеев Е.Г. Математическое и компьютерное моделирование ударных процессов в стержневой системе машин ударного действия // Современные наукоемкие технологии, 2020. – № 12-1. – С.43-49. DOI 10.17513/snt.38409
9. Патент РК №35366, 12.11.2021 / Гидроударник. Исаев В.Л., Оспанов А.К., Кызыров К.Б., Дандыбаев Е.С., Калытка В.А., Митусов А.А., Решетникова О.С. 2021.
10. Свидетельство интеллектуальной собственности РК №10490, 02.06.2020 / Разработка физико-математической модели процессов деформации рабочего органа (бойка) гидравлической установки ударного действия. Кызыров К.Б., Исаев В.Л., Калытка В.А. 2020.

Құралмен соқтығысу кезінде гидромолот піспегінің кернеулі-деформацияланған күйін зерттеу

¹КЫЗЫРОВ Кайрулла Бейсенбаевич, т.ғ.к., профессор, kyzzyrovkairulla@gmail.com,

²МИТУСОВ Анатолий Алексеевич, т.ғ.д., профессор, anatmitusov@mail.ru,

^{1*}РЕШЕТНИКОВА Ольга Стасисовна, PhD, аға оқытушы, olga.reshetnikova.80@mail.ru,

¹МАЛЫБАЕВ Нурлан Сакенович, т.ғ.к., доцент, malybaevnurlansakenovich@mail.ru,

¹ТЕЛИМАН Ирина Викторовна, аға оқытушы, ir4ik87_telbez@mail.ru,

¹«Әбілқас Сағынов атындағы Қарағанды техникалық университеті» КеАҚ, Қазақстан, Қарағанды, Н. Назарбаев даңғылы, 56,

²ФМБЖБМ «И.И. Ползунов атындағы Алтай мемлекеттік техникалық университеті», Ресей, Барнауыл, Ленин даңғылы, 46,

*автор-корреспондент.

Аңдатпа. Жұмыс ВКП.250 гидромолотының оның құралмен соқтығысуы және тау жыныстарының габаритті емес бөліктерін жою үшін энергия беру нәтижесінде поршень-соққышының кернеулі-деформацияланған

күйін зерттеуге арналған. 2018-2020 жылдарға арналған «Тау-кен және құрылыс жұмыстарын жүргізуге арналған гидравликалық соққышы механизмін құру және зерттеу» гранттық қаржыландыру тақырыбы бойынша әзірленді. Зерттеулер «ANSYS» бағдарламалық кешеніндегі гидромолоттың соққы бөлігін имитациялық модельдеу көмегімен орындалды. Сандық эксперимент 8-12 МПа диапазонындағы P_n қоректендіру қысымының, 0,5-1,0 МПа диапазонындағы P_c ағызу қысымының, 0,6 МПа-ға тең P_g газ камерасындағы қысымның, 5-7 м/с-қа тең v_y соққыш алдындағы жылдамдығының мәндеріне арналған құралмен поршень-соққышының өзара әрекеттесуі кезінде пайда болатын кернеулерді анықтады. Сонымен қатар, соққы-поршень тобының құрылымдық параметрлерін өзгерту мәселесі қарастырылды. Сандық эксперимент соққыш-гидромолот құралы жұбының соқтығысуы нәтижесінде пайда болатын процестерді зерттеуге мүмкіндік берді, бұл оның құрылымын одан әрі жетілдіруге ерекше қызығушылық тудырады, бұл оның жұмыс уақытын, соққыш-поршенінен құралға энергия беру тиімділігін арттырады.

Кілт сөздер: гидромолот, габаритті емес ұнтақтау, соққыш жүйесі, құрал, поршень-соққышы, имитациялық модельдеу, кернеулі-деформацияланған күй.

Research of the Stress-Strain State of the Piston-Striker of the Hydraulic Hammer in Impact with the Tool

¹KYZYROV Kairulla, Cand. of Tech. Sci., Professor, kyzzyrovkairulla@gmail.com,

²MITUSOV Anatoliy, Dr. of Tech. Sci., Professor, anatmitusov@mail.ru,

^{1*}RESHETNIKOVA Olga, PhD, Senior Lecturer, olga.reshetnikova.80@mail.ru,

¹MALYBAEV Nurlan, Cand. of Tech. Sci., Associate Professor, malybaevnurlansakenovich@mail.ru,

¹TELIMAN Irina, Senior Lecturer, ir4ik87_telbez@mail.ru,

¹NPJSC «Abylbas Saginov Karaganda Technical University», Kazakhstan, Karaganda, N. Nazarbayev Avenue, 56,

²FSBEI of HE «Polzunov Altai State Technical University», Russia, Barnaul, Lenin Avenue, 46,

*corresponding author.

Abstract. The work is devoted to the study of the stress-strain state of the piston-striker of the hydraulic hammer VKP.250 as a result of its impact with the tool and the transfer of energy for the destruction of oversized rocks. The construction of the hydraulic hammer VKP.250 was designed in according to the theme of grant funding «Design and research of hydraulic impact mechanism for mining and construction work» for 2018-2020. Researches were carried out using simulation modeling of the impact part of the hydraulic hammer in the «ANSYS» software package. The stresses that arising from the interaction of the piston-striker with the tool has established by a numerical experiment for the supply pressure P_s in the range of 8-12 MPa, for the drain pressure P_d in the range of 0.5-1.0 MPa, for the pressure in the gas chamber P_g equal to 0.6 MPa and pre-impact velocity v_y , equal to 5-7 m/s. In addition, the task with a change of the constructive parameters of the impact-piston group was completed. The numerical experiment allowed to complete researches of the processes that occur in the interaction of the piston-striker with the tool of hydraulic hammer. Researches present a particular interest for further improvement of the hammer construction for increasing its uptime, the efficiency of energy transfer from the piston-striker to the tool.

Keywords: hydraulic hammer, oversize crushing, impact system, tool, piston-striker, simulation modeling, stress-strain state.

REFERENCES

1. Kholodnyakov G.A., Polovinko A.V., Ligotskii D.N. Sustainable mining of hard rock with hydraulic breakers. Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten'. Moscow, 2012, no. 3, pp. 70-74. [In Russ].
2. Ushakov L.S. Hydraulic schemes of impact devices and executive bodies for mining, construction and road works. Gornoe oborudovanie i elektromekhanika, 2010, no. 4, pp. 17-20. [In Russ].
3. Zhou H., Xie X., Feng Y. Rock breaking methods to replace blasting. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, IOP Publishing, 2018, vol. 322, no. 2, pp. 022014. DOI 10.1088/1757-899X/322/2/022014
4. Mitusov A.A. Dvukhtaknye gidrodvigateli udarnogo deistviya: osnovy teorii i raschet [Two-stroke impact hydraulic drives: basic theory and calculation]. Saint Peterburg, Politekhnic University, 2013, 389 p. [In Russ].
5. Gorodilov L.V., Vagin D.V., Pashina O.A. Development of a methodology for the parameters of hydraulic impact systems of a volumetric type. Fiziko-tehnicheskie problemy razrabotki poleznykh iskopaemykh. 2014, vol. 50, no. 1, pp. 87-93. [In Russ].
6. Kyzzyrov K.B., Reshetnikova O.S., Dosmagambetov N.G. Modeling and calculating the fluid distribution system parameters of hydraulic hammer VKP.250. Material and Mechanical Engineering Technology, 2021, no. 2, pp. 3-7. DOI 10.52209/2706-977X_2021_2_3
7. Vityukov M.M., Yungmeister D.A., Pivnev V.A. i dr. Theoretical calculations of the parameters of the impact systems «piston-strike-rod». Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten'. Moscow, 2010, no. 7, pp. 329-330. [In Russ].
8. Zhukov I.A., Timofeev E.G. Mathematical and computer modeling of impact processes in the rod system of impact machines. Sovremennye naukoemkie tekhnologii, 2020, no. 12-1, pp. 43-49. DOI 10.17513/snt.38409 [In Russ].
9. Isaev V.L., Ospanov A.K., Kyzzyrov K.B., Dandybaev E.S., Kalytka V.A., Mitusov A.A., Reshetnikova O.S. Patent RK 35366, 12.11.2021. [In Russ].
10. Kyzzyrov K.B., Isaev V.L., Kalytka V.A. Intellectual property certificate RK 10490, 02.06.2020. [In Russ].