

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор

КАНТОВИЧ Л.И., д.т.н., проф.

Зам. гл. редактора:

ИВАНОВ С.Л., д.т.н., проф.

ЛАГУНОВА Ю.А., д.т.н., проф.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И., д.т.н.

(сопредседатель)

ТРУБЕЦКОЙ К.Н., акад. РАН, д.т.н.

(сопредседатель)

АНТОНОВ Б.И.

ГАЛКИН В.А., д.т.н.

КОЗЯРУК А.Е., д.т.н., проф.

КОСАРЕВ Н.П., д.т.н., проф.

МЕРЗЛЯКОВ В.Г., д.т.н., проф.

НЕСТЕРОВ В.И., д.т.н., проф.

ЧЕРВЯКОВ С.А., к.т.н.

Редакционная коллегия:

АБРАМОВИЧ Б.Н., д.т.н., проф.

АНДРЕЕВА Л.И., д.т.н.

ГАЛКИН В.И., д.т.н., проф.

ГЛЕБОВ А.В., к.т.н.

ЕГОРОВ А.Н. (Белоруссия)

ЖАБИН А.Б., д.т.н., проф.

ЗЫРЯНОВ И.В., д.т.н.

МУХОРТИКОВ С.Г., д.т.н., проф.

МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.

ПЕВЗNER Л.Д., д.т.н., проф.

ПЕТРОВ В.Л., д.т.н., проф.

ПЛЮТОВ Ю.А., к.т.н., доц.

ПОДЭРНИ Р.Ю., д.т.н., проф.

САМОЛАЗОВ А.В.

СЕМЕНОВ В.В., к.т.н.

СТАДНИК Н.И. (Украина), д.т.н., проф.

ТРИФАНОВ Г.Д., д.т.н., доц.

ХАЗАНОВИЧ Г.Ш., д.т.н., проф.

ХОРЕШОК А.А., д.т.н., проф.

ЮНГМЕЙСТЕР Д.А., д.т.н., проф.

Редакция:

БЕЛЯНКИНА О.В.

ДАНИЛИНА И.С.

Телефон редакции:

(499) 269-53-97

Факс: (499) 269-55-10

Email: gma@novtex.ru

http://novtex.ru/gormash

СОДЕРЖАНИЕ

ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

Хорошавин С. А., Шестаков В. С. Эффективность применения канатно-гидравлического привода рабочего оборудования карьерных экскаваторов . . . 3

Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Взаимосвязи конструктивных и режимных параметров гидрофицированного рабочего оборудования экскаваторов . . . 9

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Айбашев Д. М., Кольга А. Д. Снижение нагрузок в щековых дробилках путем изменения формы выступов дробящих плит . . . 15

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Панова Н. В. Определение рациональной компоновки ротора высоконагруженных осевых вентиляторов . . . 20

РАЗРУШЕНИЕ ГОРНЫХ ПОРОД

Жабин А. Б., Аверин Е. А. Совершенствование метода расчета глубины резания материалов гидроабразивным инструментом . . . 24

Жабин А. Б., Поляков А. В. Результаты теоретических исследований процесса резания горных пород импульсной струей высокого давления . . . 30

Тургунбаев М. С. Особенности разрушения пород, содержащих каменные включения . . . 34

Мерзляков В. Г. Область применения и методика определения сил резания и подачи на резовом инструменте гидромеханических проходческих комбайнов . . . 41

ЭКОНОМИКА

Красникова Т. И., Шибанов Д. А. Расчет норм запасных частей и материалов для экскаваторов, эксплуатируемых на горно-добывающих предприятиях . . 45

Журнал включен в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук, и входит в систему Российского индекса научного цитирования.

ГОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

Editor-in-Chief

KANTOVICH L.I., Dr. Sci. (Tech.)

Deputy Editor-in-Chief:

IVANOV S.L., Dr. Sci. (Tech.)

LAGUNOVA Yu.A., Dr. Sci. (Tech.)

Editorial Council:

KOZOVY G.I. (co-chairman), Dr. Sci. (Tech.)

TRUBETSKOY K.N. (co-chairman),

Dr. Sci. (Tech.), Acad. RAS

ANTONOV B.I.

GALKIN V.A., Dr. Sci. (Tech.)

KOZYARUK A.E., Dr. Sci. (Tech.)

KOSAREV N.P., Dr. Sci. (Tech.)

MERZLYAKOV V.G., Dr. Sci. (Tech.)

NESTEROV V.I., Dr. Sci. (Tech.)

CHERVYAKOV S.A., Cand. Sci. (Tech.)

Editorial Board Members:

ABRAMOVICH B.N., Dr. Sci. (Tech.)

ANDREEVA L.I., Dr. Sci. (Tech.)

GALKIN V.I., Dr. Sci. (Tech.)

GLEBOV A.V., Cand. Sci. (Tech.)

EGOROV A.N. (Belarus)

ZHABIN A.B., Dr. Sci. (Tech.)

ZYRYANOV I.V., Dr. Sci. (Tech.)

MUKHORTIKOV S.G., Dr. Sci. (Tech.)

MYSHLYAEV B.K., Dr. Sci. (Tech.)

PEVZNER L.D., Dr. Sci. (Tech.)

PETROV V.L., Dr. Sci. (Tech.)

PLYUTOV Yu.A., Cand. Sci. (Tech.)

PODERNI R.Yu., Dr. Sci. (Tech.)

SAMOLAZOV A.V.

SEMENOV V.V., Cand. Sci. (Tech.)

STADNIK N.I. (Ukraine), Dr. Sci. (Tech.)

TRIFANOV G.D., Dr. Sci. (Tech.)

KHAZANOVICH G.Sh., Dr. Sci. (Tech.)

KHORESHOK A.A., Dr. Sci. (Tech.)

YUNGMEYSTER D.A., Dr. Sci. (Tech.)

Editorial Staff:

BELYANKINA O.V.

DANILINA I.S.

CONTENTS

SURFACE MINING

Horoshavin S. A., Shestakov V. S. The Use of Cable-Hydraulic System Mining Excavator 3

Komissarov A. P., Lagunova Yu. A., Shestakov V. S. Between Constructive and Regime Parameters Hydraulic Operating Equipment Excavators 9

CRUSHING AND MILLING EQUIPMENT

Ajbashev D. M., Kol'ga A. D. Reduce the Load by a Jaw Crusher the Shape of the Projection Crushing Plates 15

STATIONARY INSTALLATIONS

Panova N. V. Definition of Rational Layout of the Rotor Heavily Loaded Axial Fans . . . 20

DESTRUCTION OF ROCKS

Zhabin A. B., Averin E. A. Improvement of the Method for the Cut Depth Calculation when Cutting by Hydroabrasive Instrument 24

Zhabin A. B., Polyakov A. V. Results of Theoretical Researches of Process of Cutting Rocks by Interrupted High Pressure Water Jet 30

Turgunbaev M. S. Specifics of Destructions Rocks Containing Stony Inclusions 34

Merzlyakov V. G. Scope and Method to Determine Forces Cutting and Feed on the Cutting Tool Hydromechanical Road Headers 41

ECONOMICS

Krasnikova T. I., Shibanov D. A. Calculation Norms of Spare Parts and Materials for Excavators Exploited at the Mining Enterprises 45

Information about the journal is available online at:
<http://novtex.ru/gormash>, e-mail: gma@novtex.ru

УДК 621.879

С. А. Хорошавин, асп., В. С. Шестаков, канд. техн. наук, проф., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: shestakov.v.s@mail.ru

Эффективность применения канатно-гидравлического привода рабочего оборудования карьерных экскаваторов

Для напорного и подъемного механизмов карьерных экскаваторов предложено применить канатно-гидравлический привод. Такой привод обеспечит снижение усилий на элементы рабочего оборудования. При стопорении ковша в гидроприводе срабатывают предохранительные клапаны и ограничивают усилия на заданном уровне. В канатно-гидравлической системе ввиду малых скоростей и масс подвижных элементов запасаемая кинетическая энергия значительно меньше по величине, чем у механизмов с лебедками и электрическим приводом, поэтому не происходит значимого повышения усилий в канатах при стопорении ковша. Наиболее эффективным для карьерных экскаваторов будет совместное применение канатно-гидравлического привода с коленчато-рычажной схемой рабочего оборудования, которая по своей кинематике аналогична гидравлическому экскаватору "прямая лопата" (ЭГ). Эффективность использования ЭГ доказана практикой их эксплуатации, а к недостаткам можно отнести значительные массы стрелы и рукояти, связанные с тем, что стрела и рукоять работают на изгиб и на сжатие. У предлагаемой схемы гидроцилиндры действуют через канаты на концевые точки механизма, тем самым стрела и рукоять разгружаются от изгиба, что приводит к снижению массы рабочего оборудования. Для предложенной схемы разработаны математическая модель, алгоритм и программа для ЭВМ, с помощью которых можно проводить исследования влияния геометрических и силовых параметров экскаватора для поиска рациональных параметров.

Ключевые слова: карьерный экскаватор, рабочее оборудование, коленчато-рычажная схема, канатно-гидравлический привод, математическая модель

Выпускаемые в настоящее время канатные карьерные экскаваторы имеют подъемный механизм в виде лебедки и напорный механизм с зубчато-речной передачей или также с исполнительной частью, включающей лебедку. Барабаны лебедок и приводные двигатели обладают большими моментами инерции, при разгоне они запасают кинетическую энергию. При стопорении ковша кинетическая энергия тратится на увеличение усилий в канатах выше стопорных расчетных значений. Стрела и рукоять экскаватора, элементы напорных и подъемных механизмов рассчитываются на эти увеличенные усилия, что сопровождается увеличением их массы.

На кафедре горных машин и комплексов УГГУ на примере схемы рабочего оборудования с коленчато-рычажным напором предложена схема с заменой лебедок напорного и подъемного механизмов гидроцилиндрами, причем для подъемного механизма гидроцилиндр применяется совместно с поллипастной системой [1, 2]. Эта же идея может быть реализована и для схем с канатным механизмом напора, применяемых на экскаваторах Ижорского завода.

Применение экскаватора с канатно-гидравлическими приводами будет обеспечивать снижение усилий на элементы рабочего оборудования за счет меньших подвижных масс механизмов напора и подъема. Если при черпании происходит стопорение ковша, то в гидроприводе срабатывают предохранительные клапаны и ограничивают усилия на заданном уровне. В канатно-гидравлической системе ввиду малых скоростей и массы подвижных элементов кинетическая энергия незначительна по величине, поэтому не происходит значимого повышения усилий в канатах.

Снижение усилий в предлагаемой конструкции по сравнению с существующими экскаваторами позволит уменьшить массу рабочего оборудования и, как следствие, уменьшить массу противовеса и экскаватора в целом, а также момент инерции поворотной части, что приведет к снижению времени цикла и повышению производительности.

Наиболее эффективной для применения канатно-гидравлического привода карьерных экскаваторов будет коленчато-рычажная схема рабочего оборудования, которая по своей кинематике аналогична гидравлическому экскаватору "прямая

лопата". Эффективность использования ЭГ доказана практикой их эксплуатации, а к недостаткам можно отнести значительные массы стрелы и рукояти, связанные с тем, что стрела и рукоять работают на изгиб и сжатие. У предлагаемой схемы исполнения рабочего оборудования гидроцилиндры подъема действуют через канаты полиспастной системы и головные блоки стрелы непосредственно на ковш, тем самым рукоять разгружается от изгиба. Аналогом стрелы экскаватора ЭГ у предлагаемой схемы является балансир. Необходимый для перемещения рукояти в процессе копания и транспортирования ковша поворот балансира выполняется у предлагаемой схемы напорным гидроцилиндром, действующим на конечную точку балансира (шарнир "балансир—рукоять"), т. е. напорное усилие не вызывает изгиба ни балансира, ни рукояти. Рукоять кинематически со стрелой не связана, поэтому напорное усилие на стрелу не действует, а подъемное усилие на стрелу действует только на сжатие через головные блоки. Таким образом, стрела, рукоять и балансир работают только на сжатие, изгиба нет, это обеспечивает снижение массы рабочего оборудования по сравнению с другими схемами исполнения рабочего оборудования ЭГ: "прямая лопата" с зубчато-реечным напором.

Одной из проблем, которая должна решаться на этапе проектирования экскаватора с коленчато-рычажным напором, является обеспечение эквидистантной траектории копания.

При соблюдении эквидистантных траекторий будет обеспечено:

постоянство толщины стружки на всей высоте черпания, что приведет к снижению колебаний усилия копания;

исключение нависания козырьков в забое, т. е. повысится безопасность эксплуатации экскаватора;

возможность отработки значительной площади забоя с одной точки стояния экскаватора.

При отработке забоя эквидистантными траекториями после передвижки экскаватора в новую точку стояния будет продолжена работа на подготовленном забое.

Для формирования забоя эквидистантными траекториями потребуется система управления, в которой должен быть заложен соответствующий алгоритм. По расчетной схеме (рис. 1) нами разработаны математическая модель, алгоритм и программа для системы управления. Используя программу для ЭВМ, можно также проводить исследования влияния геометрических и силовых параметров

экскаватора для поиска рациональных параметров на этапе его проектирования.

Исходными данными для модели служат линейные размеры элементов рабочего оборудования (стрела, рукоять, напорная балка, балансир, ковш, напорный гидроцилиндр), скорость подъема, стопорные усилия подъема $F_{п.стоп}$ и напора $F_{н.стоп}$, силы тяжести элементов рабочего оборудования, характеристика горной массы.

Исходными данными для расчета, наряду с линейными размерами экскаватора, служат также траектория в виде окружности радиусом $L_{отк}$ из центра O_T , а также точка начала копания, задаваемая координатами x_K, z_K . Для исключения образования козырька горной породы в забое точка O_T располагается на уровне высоты забоя. Начальное горизонтальное положение центра O_T после передвижки экскаватора определяется при положении ковша, максимально приближенном к ходовой тележке. По мере отработки забоя происходит горизонтальное смещение точки O_T на толщину стружки и одновременное смещение начальной точки зуба ковша x_K на эту же величину. Этим и обеспечивается эквидистантность траекторий черпания на всем пространстве забоя.

Математическая модель включает выражения для расчета координат точек рабочего оборудования и усилий в элементах. Для обозначения линейных значений в приводимых ниже выражениях использована буква L , для углов — символ угла с индексами, включающими обозначение точек рас-

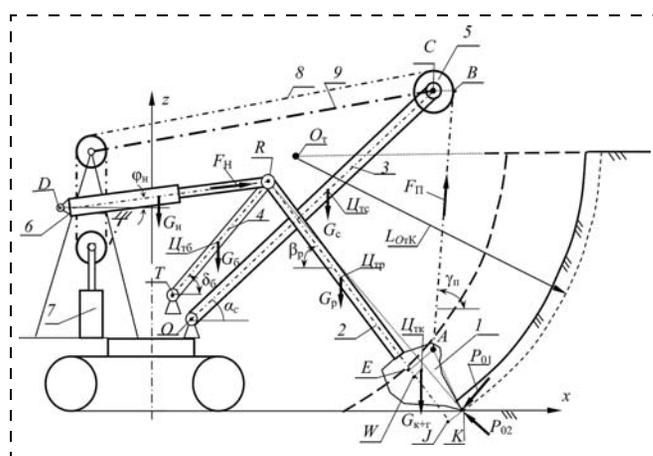


Рис. 1. Схема для расчета координат точек и усилий при копании:
 1 — ковш; 2 — рукоять; 3 — стрела; 4 — балансир; 5 — головные блоки; 6 — напорный гидроцилиндр; 7 — подъемный гидроцилиндр; 8 — подъемные канаты; 9 — подвеска стрелы; O, A, B, C, D, K, T, R — точки расчетной схемы; E, J, W — проекции точек A, K, Π_{TK} на ось рукояти; $G_{K+Г}, G_P, G_C, G_B, G_H$ — силы тяжести грузевого ковша, рукояти, стрелы, балансира, напорного механизма, приложенные в точках $\Pi_{TK}, \Pi_{TP}, \Pi_{TC}, \Pi_{T6}$; $F_{п}, F_{н}$ — усилия подъема и напора

четной схемы с соответствующими координатами x и z (см. рис. 1).

Координаты шарнира R определяются при совместном решении уравнений окружностей радиусами TR и KR с центрами в точках T и K

$$\begin{cases} (x_R - x_K)^2 + (z_R - z_K)^2 = L_{RK}^2; \\ (x_R - x_T)^2 + (z_R - z_T)^2 = L_{TR}^2. \end{cases} \quad (1)$$

По координатам шарнира R определяется расстояние между осью головного блока C и шарниром R

$$L_{CR} = \sqrt{(x_C - x_R)^2 + (z_C - z_R)^2}. \quad (2)$$

Расстояние от оси головного блока C до вершины зуба ковша K :

$$L_{CK} = \sqrt{(x_C - x_K)^2 + (z_C - z_K)^2}. \quad (3)$$

Угол наклона линии CK к горизонтальной оси x :

$$\angle CKx = \arctg \frac{z_C - z_K}{x_C - x_K}. \quad (4)$$

Угол CKR по теореме косинусов:

$$\angle CKR = \arccos \frac{L_{CK}^2 + L_{RK}^2 - L_{CR}^2}{2L_{CK}L_{RK}}. \quad (5, a)$$

Угол между осью рукоятки RJ и линией RK :

$$\angle JRK = \arctg \frac{L_{KJ}}{L_{RJ}}. \quad (5, б)$$

Угол наклона линии RK к горизонтальной оси x :

$$\angle RKx = \arctg \frac{z_R - z_K}{x_R - x_K}. \quad (6)$$

Угол наклона оси рукоятки RJ к горизонтальной оси x :

$$\beta_p = \angle RKx - \angle JRK. \quad (7)$$

Координаты точки A крепления каната к ковшу:

$$x_A = x_R + L_{RE} \cos \beta_p + L_{AE} \sin \beta_p; \quad (8)$$

$$z_A = z_R - L_{RE} \sin \beta_p + L_{AE} \cos \beta_p. \quad (9)$$

Расстояние между осью головных блоков C и точкой A крепления канатов к ковшу:

$$L_{CA} = \sqrt{(x_C - x_A)^2 + (z_C - z_A)^2}. \quad (10)$$

Длина подъемных канатов от точки B схода с головных блоков до точки A крепления к ковшу:

$$L_{\Pi} = \sqrt{L_{CA}^2 + L_{CB}^2}. \quad (11)$$

Длина напорного гидроцилиндра с выдвинутым штоком:

$$L_{\text{H}} = \sqrt{(x_R - x_D)^2 + (z_R - z_D)^2}. \quad (12)$$

Координаты центра тяжести ковша $\Pi_{\text{ТК}}$:

$$x_{\Pi_{\text{ТК}}} = x_R + L_{RW} \cos \beta_p + L_{\Pi_{\text{ТК}}} W \sin \beta_p; \quad (13)$$

$$z_{\Pi_{\text{ТК}}} = z_R - L_{RW} \sin \beta_p + L_{\Pi_{\text{ТК}}} W \cos \beta_p. \quad (14)$$

Расстояние от шарнира R до центра тяжести ковша $\Pi_{\text{ТК}}$:

$$L_{R\Pi_{\text{ТК}}} = \sqrt{(x_R - x_{\Pi_{\text{ТК}}})^2 + (z_R - z_{\Pi_{\text{ТК}}})^2}. \quad (15)$$

Для последующего расчета усилий определяются углы наклона отрезков к горизонтальной оси x и углы между отрезками расчетной схемы.

Угол наклона линии CA к горизонтальной оси x :

$$\angle CAx = \arctg \frac{z_C - z_A}{x_C - x_A}. \quad (16)$$

Угол CAB :

$$\angle CAB = \arctg \frac{L_{CB}}{L_{\Pi}}. \quad (17)$$

Угол наклона подъемных канатов к горизонтальной оси x :

$$\gamma_{\Pi} = \angle CAx - \angle CAB. \quad (18)$$

Угол наклона балансира к горизонтальной оси x :

$$\delta_6 = \arctg \frac{z_R - z_T}{x_R - x_T}. \quad (19)$$

Угол наклона напорного гидроцилиндра к горизонтальной оси x :

$$\varphi_{\text{H}} = \arctg \frac{z_D - z_R}{x_D - x_R}. \quad (20)$$

Угол наклона RA к горизонтальной оси x :

$$\angle RAx = \arctg \frac{z_R - z_A}{x_R - x_A}. \quad (21)$$

Угол RAB :

$$\angle RAB = \angle RAx - \gamma_{\Pi}. \quad (22)$$

Угол наклона $R\Pi_{TK}$ к горизонтальной оси x :

$$\angle R\Pi_{TK}x = \arctg \frac{z_R - z_{\Pi_{TK}}}{x_R - x_{\Pi_{TK}}}. \quad (23)$$

Угол KRJ :

$$\angle KRJ = \arctg \frac{L_{KJ}}{L_{RJ}}. \quad (24)$$

Движение ковша при черпании горной породы осуществляется при уменьшении длины подъемных канатов. При численном интегрировании изменение длины канатов определяется по выражению:

$$L_{\Pi.i+1} = L_{\Pi.i} - v_{\Pi}\Delta t, \quad (25)$$

где v_{Π} — скорость подъема; Δt — шаг интегрирования по времени; $L_{\Pi.i}$, $L_{\Pi.i+1}$ — последующее и предыдущее значения длины подъемных канатов, определяемые через шаг интегрирования Δt .

Координаты вершины зуба ковша при движении по заданной траектории определяются точкой пересечения уравнений этой траектории и окружности радиусом $L_{\Pi.i+1}$ из точки B

$$\begin{cases} (x_{O_T} - x_K)^2 + (z_{O_T} - z_K)^2 = L_{O_{TK}}^2; \\ (x_B - x_K)^2 + (z_B - z_K)^2 = L_{\Pi.i+1}^2, \end{cases} \quad (26)$$

где x_{O_T} , z_{O_T} — координаты центра дуги траектории.

Расчет усилий подъема и напора выполняется по условиям равновесия относительно шарниров.

По условию равновесия относительно шарнира R определяются усилия в подъемных канатах

$$F_{\Pi} = \frac{P_{01}L_{RK} + G_p L_{R\Pi_{TP}} \cos \beta_p + G_{K+\Gamma} L_{R\Pi_{TK}} \cos \angle RKx}{L_{RA} \sin \angle RAB}, \quad (27)$$

где P_{01} — касательная составляющая сопротивления копанью; G_p , $G_{K+\Gamma}$ — силы тяжести рукояти и ковша с грунтом.

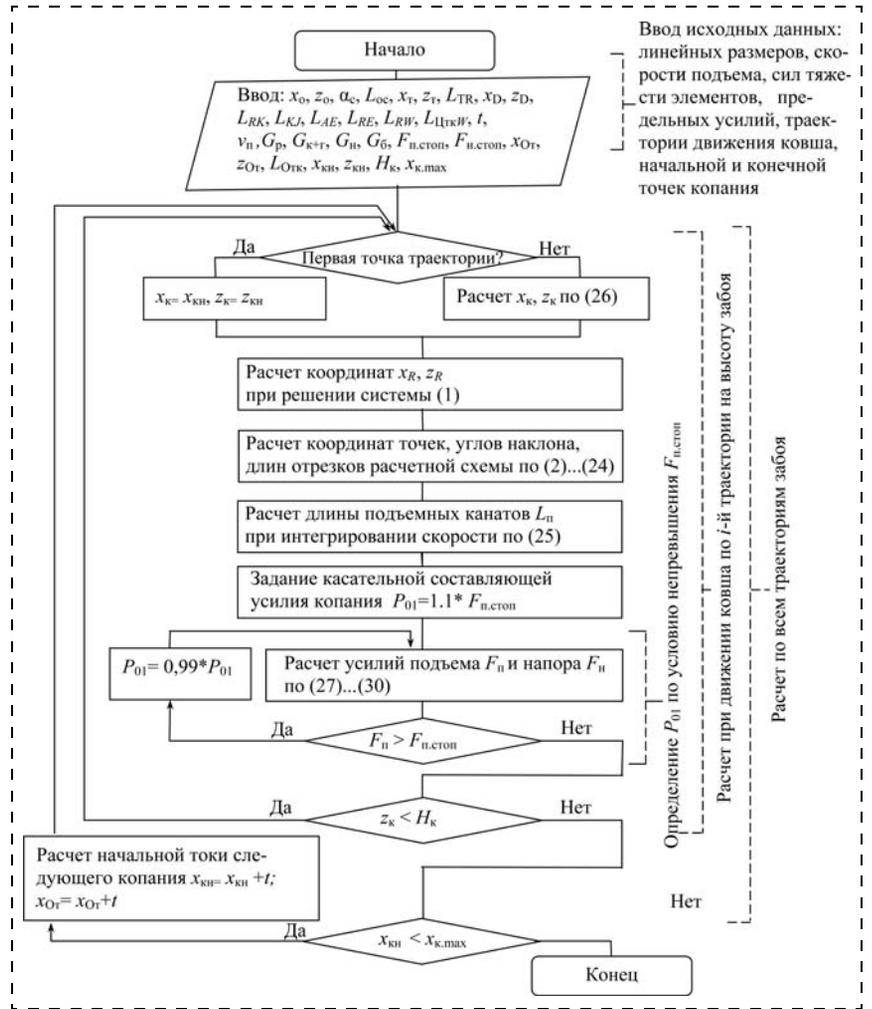


Рис. 2. Алгоритм расчета:

x_{KH} , z_{KH} — координаты точки начала копания для i -й траектории; x_{O_T} , z_{O_T} , $L_{O_{TK}}$ — координаты центра и радиус дуги траектории копания; H_K — высота забоя; $x_{K,max}$ — координата по горизонтали точки начала копания конечной траектории; t — толщина стружки (расстояние между соседними траекториями копания)

Для расчета усилия напора используется условие равновесия относительно шарнира T . Предварительно определяется сумма проекций усилий на ось рукояти

$$F_{p,пр} = P_{02} \cos \angle KRJ - P_{01} \sin \angle KRJ + F_{\Pi} \cos(\beta_p - \gamma_{\Pi}) + G_p \cos \beta_p + G_{K+\Gamma} \cos \beta_p, \quad (28)$$

где P_{02} — нормальная составляющая сопротивления копанью.

Сумма моментов относительно точки T :

$$F_{p,пр} L_{TR} \sin(\beta_p - \delta_6) - G_6 L_{\Pi_{T6}} \cos \delta_6 - 0,5 G_H L_{TR} \cos \delta_6 - F_H L_{TR} \sin(\delta_6 + \varphi_H) = 0. \quad (29)$$

Напорное усилие:

$$F_H = \frac{F_{p,пр} L_{TR} \sin(\beta_p - \delta_6) - G_6 L_{\Pi_{T6}} \cos \delta_6 - 0,5 G_H L_{TR} \cos \delta_6}{L_{TR} \sin(\delta_6 + \varphi_H)}. \quad (30)$$

Алгоритм расчета усилий в процессе копания (рис. 2) заключается в следующем. По скорости подъема и задаваемому шагу интегрирования по времени определяется длина подъемных канатов. Затем по условию удержания зуба ковша на эквидистантной траектории определяются координаты вершины зуба ковша и всех точек расчетной схемы, углы наклона рукоятки, балансира, напорной балки, а также перемещение штока напорного гидроцилиндра. По перемещению штока численным дифференцированием определяется скорость напора. Для расчета по следующей траектории черпания смещаются на толщину стружки точка начала копания и центр дуги траектории.

Расчет возможных усилий копания в пределах рабочей зоны осуществляется следующим образом.

На зубьях ковша задается усилие копания P_{01} , заведомо большее возможного усилия для рассматриваемого экскаватора, по нему, а также по силам тяжести элементов рабочего оборудования, силе тяжести горной массы в ковше определяются усилия подъема и напора. Усилия сравниваются с заданными стопорными значениями, и если расчетное усилие превышает стопорное, то уменьшается усилие на зубьях ковша до тех пор, пока расчетные усилия не станут равны стопорным.

По алгоритму составлена программа для ЭВМ на алгоритмическом языке Visual Basic для приложения Microsoft Excel. Результаты расчета в программе выводятся на лист Excel в табличной форме (показан вариант расчета для первой траектории) и в виде рисунка (рис. 3). Рисунок позволяет зри-

Координаты точек рабочего оборудования и усилия при копании

№ тр.	Длина		Координаты точек, м						Усилие, кН		
	L_{Π}	L_{Π}	x_R	z_R	x_A	z_A	x_K	z_K	подъема	напора	копания P_{01}
0	20,13	5,47	0,86	13,16	4,83	1,93	5,64	0,00	1213,3	146,9	865,9
1	19,25	5,72	1,15	13,19	5,86	2,25	6,79	0,38	1220,8	218,4	883,5
2	18,52	5,84	1,28	13,20	6,66	2,58	7,72	0,77	1216,5	262,1	892,4
3	17,86	5,91	1,36	13,21	7,34	2,91	8,50	1,17	1214,5	291,2	901,4
4	17,26	5,95	1,41	13,22	7,94	3,25	9,18	1,57	1214,8	310,4	910,5
5	16,69	5,99	1,45	13,22	8,46	3,59	9,79	1,98	1217,2	322,1	919,7
6	16,15	6,01	1,47	13,22	8,94	3,94	10,34	2,39	1221,5	327,8	929,0
7	15,63	6,03	1,49	13,22	9,37	4,29	10,85	2,80	1215,9	324,6	929,0
8	15,12	6,04	1,51	13,22	9,77	4,64	11,30	3,22	1223,3	320,6	938,4
9	14,64	6,05	1,52	13,22	10,13	4,99	11,73	3,64	1220,7	308,8	938,4
10	14,16	6,06	1,53	13,22	10,47	5,35	12,12	4,06	1219,6	293,4	938,4
11	13,70	6,07	1,54	13,22	10,78	5,71	12,48	4,48	1219,7	274,5	938,4
12	13,25	6,07	1,54	13,22	11,06	6,07	12,81	4,91	1221,2	252,4	938,4
13	12,81	6,07	1,55	13,22	11,33	6,43	13,11	5,34	1224,1	227,2	938,4
14	12,37	6,08	1,55	13,22	11,57	6,79	13,40	5,76	1217,2	196,2	929,0
15	11,95	6,08	1,55	13,22	11,80	7,15	13,66	6,19	1222,8	165,1	929,0
16	11,53	6,08	1,55	13,22	12,00	7,51	13,90	6,62	1218,9	128,7	919,7
17	11,12	6,08	1,55	13,22	12,19	7,87	14,12	7,04	1216,6	89,8	910,5
18	10,72	6,08	1,55	13,22	12,37	8,24	14,32	7,47	1216,1	48,4	901,4
19	10,32	6,08	1,55	13,22	12,53	8,60	14,50	7,90	1217,5	4,1	892,4
20	9,93	6,08	1,55	13,22	12,67	8,96	14,66	8,32	1221,0	-43,0	883,5
21	9,55	6,07	1,55	13,22	12,80	9,31	14,81	8,74	1216,2	-93,4	865,9
22	9,18	6,07	1,55	13,22	12,91	9,67	14,94	9,16	1224,6	-146,8	857,3
23	8,82	6,07	1,54	13,22	13,01	10,02	15,06	9,58	1215,0	-202,3	831,8
24	8,46	6,07	1,54	13,22	13,10	10,38	15,16	9,99	1219,3	-261,4	815,2
25	8,12	6,06	1,53	13,22	13,18	10,72	15,25	10,40	1217,1	-322,5	791,0
26	7,79	6,06	1,53	13,22	13,24	11,07	15,32	10,81	1219,4	-386,9	767,5
27	7,46	6,06	1,53	13,22	13,30	11,41	15,38	11,21	1216,8	-452,4	737,3
28	7,16	6,05	1,52	13,22	13,34	11,74	15,43	11,60	1220,1	-521,7	708,2
29	6,86	6,05	1,52	13,22	13,37	12,07	15,46	11,98	1220,5	-591,8	673,5
30	6,58	6,04	1,51	13,22	13,39	12,39	15,48	12,36	1219,3	-662,2	634,1
31	6,31	6,04	1,51	13,22	13,40	12,70	15,50	12,72	1217,9	-732,7	591,0
32	6,07	6,03	1,50	13,22	13,41	13,00	15,50	13,08	1218,0	-803,5	545,4
33	5,84	6,03	1,49	13,22	13,41	13,29	15,49	13,42	1221,6	-875,5	498,2
34	5,63	6,02	1,49	13,22	13,39	13,57	15,48	13,75	1222,1	-943,3	446,1

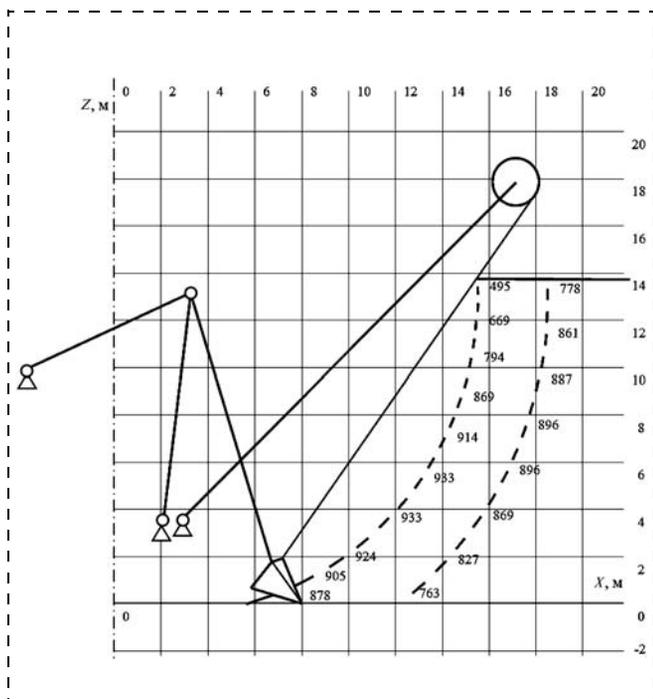


Рис. 3. Результаты расчета максимально возможных усилий копания

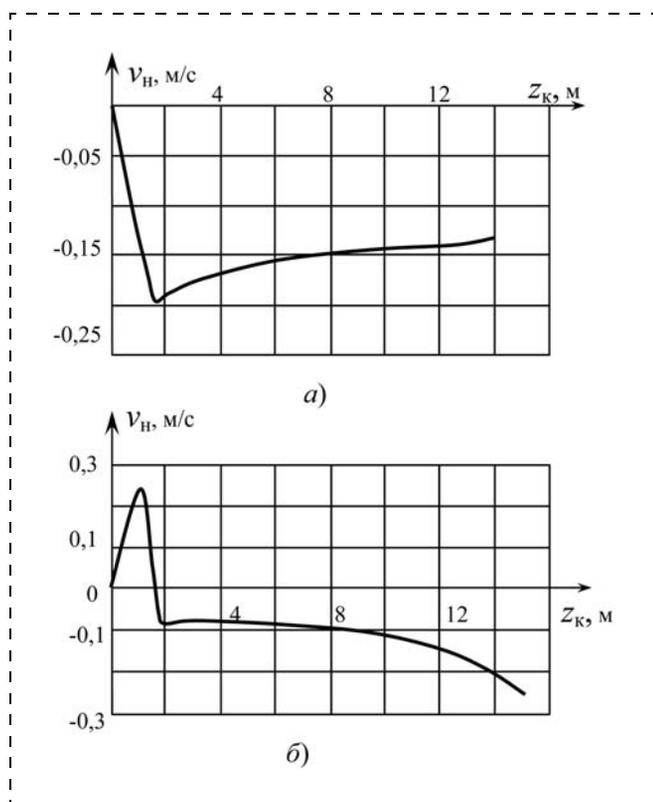


Рис. 4. Скорость движения штока гидроцилиндра напора v_n при минимальном (а) и максимальном (б) вылетах рукояти: z_k — координата вершины зуба по высоте

тельно проанализировать влияние размеров элементов рабочего оборудования на траектории движения ковша и возможные усилия копания.

Разработанная программа может быть использована системой управления напорным механизмом. По координатам точки рассчитывается требуемая скорость выдвигания штока гидроцилиндра напора по условию обеспечения движения ковша по заданной траектории. На рис. 4 приведен пример расчета скорости для двух траекторий.

Выводы

В схеме с коленчато-рычажным напором стрела, рукоять, балансир и напорная балка работают только на сжатие, изгиба и кручения нет. Это позволит снизить массу рабочего оборудования по сравнению с традиционными схемами карьерных экскаваторов. Снижение массы позволит уменьшить энергоёмкость, а также увеличить габариты элементов рабочего оборудования. Последнее приведет к возможности увеличения высоты уступа карьера, что, в свою очередь, приведет к снижению объема вскрыши при строительстве карьера.

При сравнении с экскаватором ЭКГ-12А зубчато-реечным напором при одинаковых стопорных значениях усилий и вместимости ковша максимальное развиваемое усилие резания предлагаемой модели экскаватора составляет 961 кН, а у ЭКГ-12А — 702 кН, т. е. возможно значительное увеличение усилия копания.

Разработанные математическая модель и программа могут быть применены в системе управления, а также для проведения исследований по определению рациональных параметров рабочего оборудования [3].

Список литературы

1. Комиссаров А. П., Шестаков В. С., Хорошавин С. А. Рабочее оборудование карьерного экскаватора: Пат. на полезную модель 122670 U1 МПК E02F 3/42; заявл. 07.08.12; опубл. 10.12.2012, Бюл. № 34, 3 с.
2. Шестаков В. С., Хорошавин С. А. Направления повышения эффективности одноковшовых карьерных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 2. С. 11—13.
3. Воронов Ю. Е., Зыков П. А. Решение задачи оптимизации параметров карьерных одноковшовых экскаваторов // Известия вузов. Горный журнал. 2012. № 8. С. 12—15.

The Use of Cable-Hydraulic System Mining Excavator

Pressure and lifting mechanisms mining excavators proposed to use cable-hydraulic drive. This drive will provide a reduction efforts on the elements of the work equipment. When locking the bucket in hydraulic trigger safety valves and limit efforts at a given level. In cable-hydraulic system, due to the small velocities and masses of the moving elements is stored kinetic energy is much smaller in magnitude than those mechanisms with winches and electric drive, so there is no significant increase in efforts in the ropes when locking the bucket. Most effective for mining shovels will be the combined use of cable-hydraulic drive with articulated-arm scheme of work equipment which, by its kinematics is similar to a hydraulic excavator "shovel" (EG). Efficiency is-use EG proved their practical use, and the shortcomings can be attributed considerable weight boom and arm associated with the fact that the boom and stick work in bending and compression. In our proposed scheme cylinders acting through the ropes at the end points of the mechanism, thus, boom and stick are discharged from the bend, resulting in a decrease in weight of the work equipment. For the proposed scheme, a mathematical model, an algorithm and a computer program, with which you can carry out studies of the effect of geometric and strength parameters of the excavator to search for rational parameters.

Keywords: mining excavator working equipment, cranked-rychazhnaya circuit, cable-hydraulic actuator, the mathematical model

References

1. Komissarov A. P., Shestakov V. S., Horoshavin S. A. Rabochee oborudovanie kar'ernogo jekskavatora: Pat. na poleznuju model' 122670 U1 MPK E02F 3/42; zajavl. 07.08.12; opubl. 10.12.2012, Bjul. N. 34, 3 p.

2. Shestakov V. S., Horoshavin S. A. Napravlenija povyshenija jeffektivnosti odnokovshovyh kar'ernyh jekskavatorov. *Gornoe oborudovanie i jelektromehaniika*. 2014. N. 2. P. 11–13.

3. Voronov Ju. E., Zikov P. A. Reshenie zadachi optimizacii parametrov kar'ernyh odnokovshovyh jekskavatorov. *Izvestiya vuzov. Gornyj zhurnal*. 2012. N. 8. P. 12–15.

УДК 622.271

А. П. Комиссаров, д-р техн. наук, проф., **Ю. А. Лагунова**, д-р техн. наук, проф.,
В. С. Шестаков, канд. техн. наук, проф., УГГУ, г. Екатеринбург

E-mail: Yu.Lagunova@mail.ru

Взаимосвязи конструктивных и режимных параметров гидрофицированного рабочего оборудования экскаваторов

Одной из основных задач, решаемых в процессе проектирования карьерных экскаваторов применительно к конкретным горно-техническим условиям эксплуатации, является выбор рациональных конструктивных и режимных параметров рабочего оборудования и главных механизмов, обеспечивающих полное использование технических возможностей оборудования в заданных условиях.

Решение данной задачи основывается на применении системного подхода, ориентирующего на выявление разнообразных типов связей в рассматриваемом объекте (технологических, кинематических, энергетических и др.) и сведение их (связей) в единую теоретическую модель.

В настоящей статье рассмотрены особенности структуры гидрофицированного рабочего оборудования карьерного экскаватора как совокупности последовательно соединенных рычажно-гидравлических механизмов, образующих единый агрегат.

Выявлены технические особенности рабочего оборудования как рычажного механизма, так и как гидравлической системы.

Показано, что при определенных геометрических размерах звеньев рычажно-гидравлического механизма поворота ковша обеспечивается рациональная схема нагружения механизма, при которой сила, действующая на штоке гидроцилиндра поворота ковша, изменяется пропорционально росту сил сопротивления поворота ковша.

Установлено, что при совместном функционировании гидроцилиндров могут возникнуть значительные реактивные силы, действующие на штоках гидроцилиндров, находящихся в "закрытом" состоянии, как за счет роста внешних нагрузок, так и

при изменении плеча действия силы. При этом в результате срабатывания предохранительного клапана в рабочей зоне экскаватора появляются "нерабочие" участки.

Сформулированы условия, при которых обеспечивается эффективное функционирование гидрофицированного рабочего оборудования карьерного экскаватора.

Ключевые слова: гидрофицированное рабочее оборудование, силовые параметры, условия эффективного функционирования оборудования

Введение

Современный этап развития средств механизации выемочно-погрузочных операций на открытых горных работах характеризуется широким применением карьерных экскаваторов с гидрофицированным рабочим оборудованием.

Основные преимущества экскаваторов с гидрофицированным рабочим оборудованием по сравнению с экскаваторами с механическим рабочим оборудованием состоят в следующем:

возможность подвода всей установленной мощности приводного двигателя к каждому из рабочих механизмов и, соответственно, достижение максимальной степени использования мощности двигателя;

повышенная кинематическая подвижность рабочего органа, что обеспечивает возможность реализации различных траекторий движения режущей кромки ковша и упрощение управления ковшом.

Однако на практике достижение данных преимуществ затруднено ввиду структурных особенностей гидрофицированного рабочего оборудования:

наличие кинематической связи между гидродвигателями (гидроцилиндрами) и элементами рабочего оборудования (ковшом, рукоятью и стрелой);

последовательное соединение элементов рабочего оборудования и, соответственно, рабочих механизмов — механизмов поворота стрелы, рукояти и ковша, объединенных в гидравлическую систему.

Задачи исследования

Задачей исследования является выявление разнообразных связей (кинематических, силовых и др.) в гидрофицированном рабочем оборудовании и определение условий эффективного функционирования рабочего оборудования с учетом особенностей его структуры.

Решение задачи исследования

Исследование гидрофицированного рабочего оборудования выполняется на основе общих ме-

тодов исследования и проектирования механизмов и механики машин.

При этом изучение процесса функционирования такой сложной системы, как гидрофицированное рабочее оборудование, можно начать по частям раньше, чем установлено математическое описание процесса.

Предварительно выполнен анализ рычажно-гидравлического механизма поворота ковша как основного рабочего (копающего) механизма.

Далее рассматривается совокупность рычажно-гидравлических механизмов, объединенных в гидравлическую систему.

Как рычажный механизм рабочее оборудование (рис. 1) представляет собой совокупность последовательно соединенных между собой рычажно-гидравлических механизмов, состоящих из ведущих звеньев переменной длины (гидроцилиндров со штоками) и ведомых звеньев — элементов рабочего оборудования (ковша, рукояти и стрелы).

Особенностью рабочего оборудования как рычажного механизма является изменение соотношения между режимными параметрами (скоростями и нагрузками) ведущего и ведомого звеньев в зависимости от взаимного положения звеньев и их геометрических размеров.

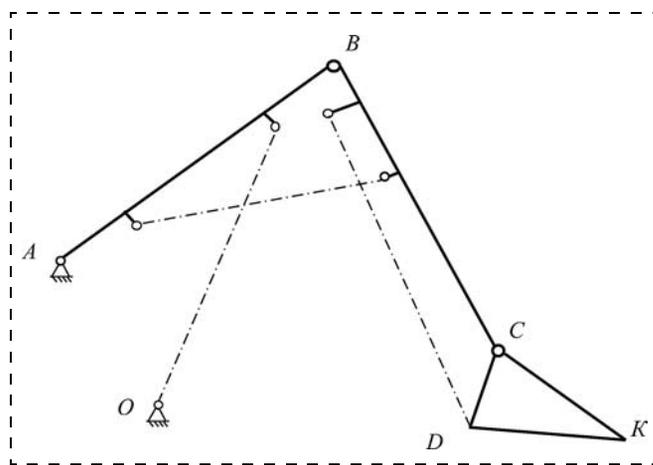


Рис. 1. Схема рабочего оборудования (гидроцилиндры показаны штрих-пунктирными линиями): AB — стрела; BC — рукоять; CDK — ковш

На примере механизма поворота ковша рассмотрены взаимозависимости режимных параметров звеньев механизма.

На рис. 2 показаны зависимости силы, действующей на штоке гидроцилиндра поворота ковша, от угла поворота ковша. В процессе копания суммарный момент сил сопротивления повороту ковша возрастает по мере заполнения ковша (при постоянной толщине срезаемого слоя породы). При этом

сила, действующая на штоке гидроцилиндра, определится из выражения

$$F_{\text{цк}} = \frac{1}{h} (M_F + M_G), \quad (1)$$

где h — плечо действия силы; M_F — момент силы сопротивления копанию относительно оси крепления ковша к рукояти; M_G — момент силы тяжести ковша с породой.

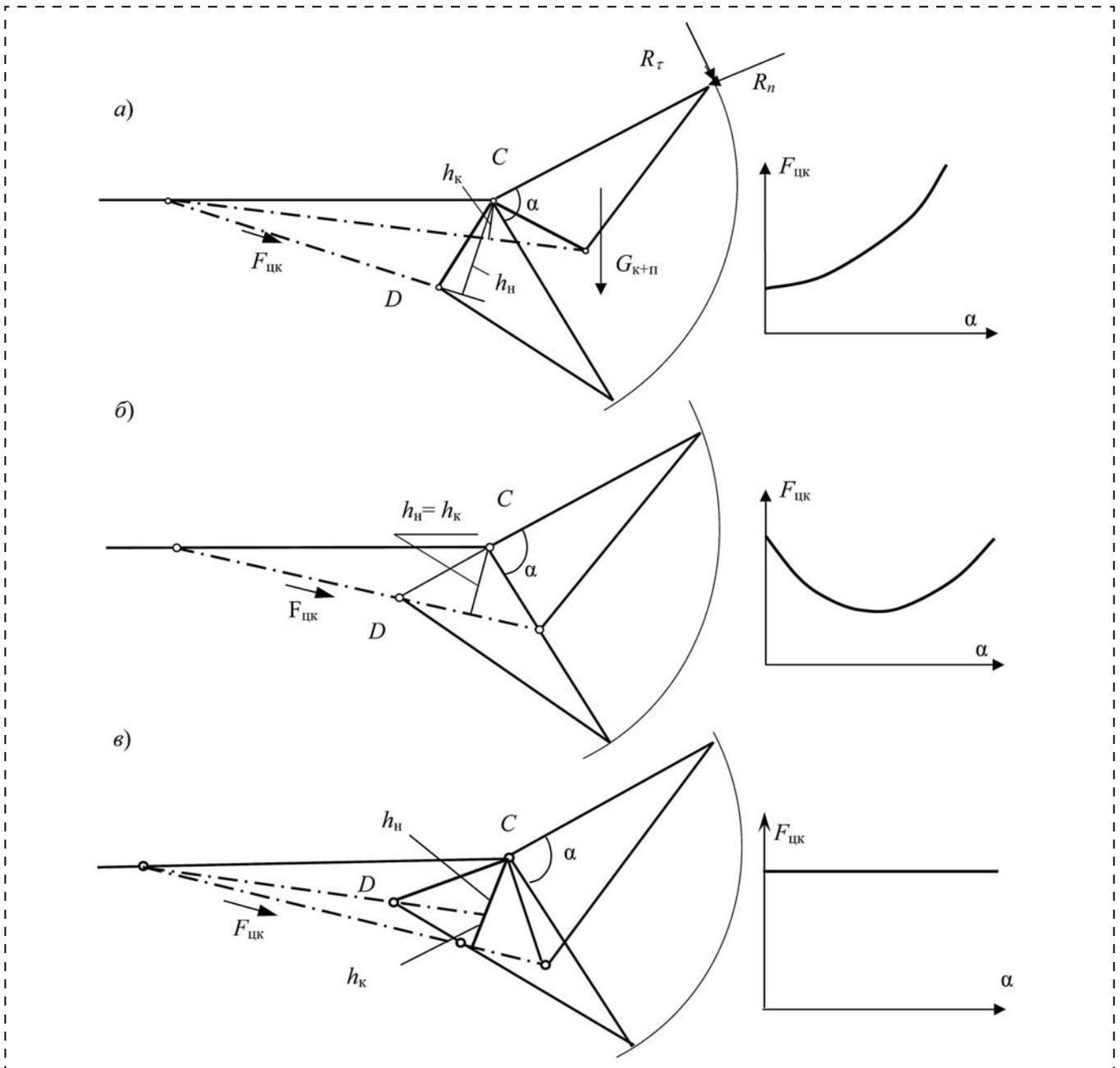


Рис. 2. Зависимость силовых параметров ведущего (шток гидроцилиндра поворота ковша) и ведомого (ковш) звеньев механизма поворота ковша: a — силовая диаграмма с резким ростом силы $F_{\text{цк}}$, действующей на штоке гидроцилиндра, при окончании копания; b — симметричная диаграмма; c — диаграмма при $F_{\text{цк}} = \text{const}$ (рациональная форма диаграммы); α — угол поворота ковша; h_n, h_k — начальное и конечное значения плеча действия силы $F_{\text{цк}}$; R_τ, R_n — касательная и нормальная составляющие силы сопротивления копанию; $G_{\text{к+п}}$ — сила тяжести ковша с породой

В случае уменьшения плеча действия силы к концу копания (см. рис. 2, а) величина силы, действующей на штоке гидроцилиндра, возрастает и может превысить значение силы, соответствующей давлению срабатывания предохранительного клапана гидросистемы, и копание прекратится.

На рис. 2, б приведена схема механизма, в которой плечи действия силы, приложенной к штоку гидроцилиндра, в начале и конце копания равны, а в середине копания плечо имеет максимальное значение и, соответственно, уменьшается значение силы, действующей на штоке гидроцилиндра.

При изменении размеров и конфигурации ковша может быть обеспечена рациональная форма диаграммы силы, действующей на штоке гидроцилиндра, за счет увеличения плеча действия силы в конце копания (см. рис. 2, в).

В этом случае величина силы, действующей на штоке гидроцилиндра, в процессе копания практически остается постоянной и, соответственно, достигается полное использование установленной мощности приводного двигателя (при неизменной скорости выдвижения штока).

Таким образом, при выборе параметров рычажно-гидравлических механизмов следует соблюдать

условие стабилизации силы, действующей на штоке гидроцилиндра.

Особенностью рабочего оборудования как гидравлической системы является наличие гидродвигателей (гидроцилиндров), работающих в различных режимах. Так, гидроцилиндр поворота ковша, воспринимающий рабочие нагрузки, является наиболее нагруженным, гидроцилиндры поворота стрелы и поворота рукояти ковша (особенно) являются менее нагруженными, так как предназначены для выполнения операций по подъему и опусканию рабочего оборудования.

Так, при копании гидроцилиндры поворота рукояти и поворота стрелы, находящиеся в "закрытом" состоянии (пассивный режим), воспринимают реактивные нагрузки, величина которых превышает уровень рабочих нагрузок, действующих при функционировании в активном режиме.

Следовательно, в этом случае рабочий процесс может прекратиться в результате срабатывания предохранительного клапана, т. е. в рабочей зоне экскаватора появится "нерабочий" участок.

Выявление "нерабочих" участков и определение фактической рабочей зоны экскаватора может быть выполнено при проведении силового анализа ра-

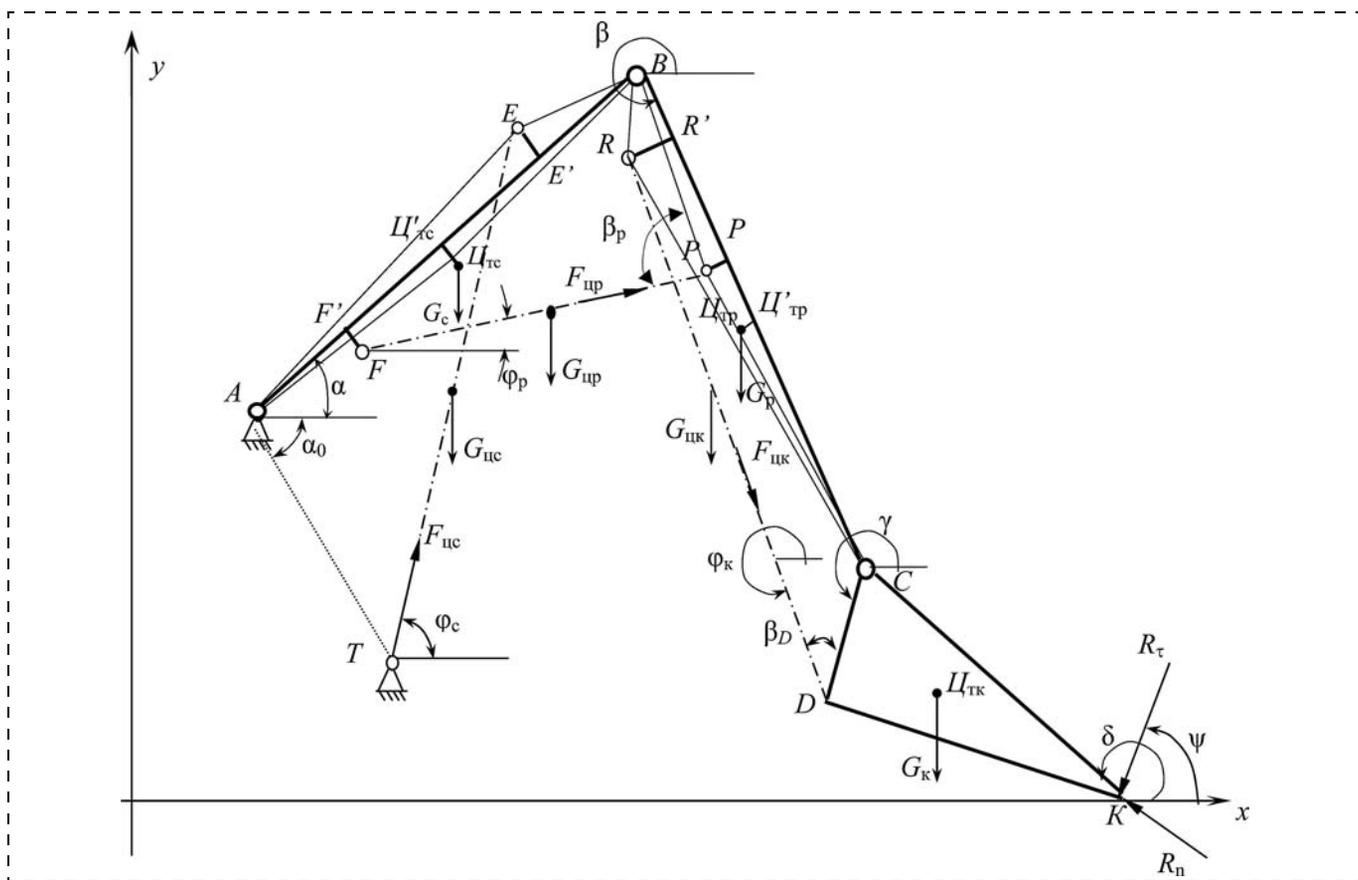


Рис. 3. Схема к расчету силовых параметров

бочего оборудования на основе математической модели экскаватора [1].

В соответствии со схемой (рис. 3) рассчитываются силовые передаточные функции рабочих механизмов (относительные значения сил по отношению к силе сопротивления копанию) [2]:

$$i_{F_{ин}} = \frac{F_{ин}}{R_{\tau}}, \quad (2)$$

где $F_{ин}$ — сила, действующая на штоке n -го гидроцилиндра; R_{τ} — касательная составляющая силы сопротивления копанию.

Выражения для силовых передаточных функций механизмов при функционировании в **активном** (верхний индекс "а") режиме имеют вид:

— для механизма поворота ковша

$$i_{F_{цк}}^a = \frac{1}{CD \sin \beta_D} \left\{ \frac{1}{R_{\tau}} [G_{к+п}(X_{цтк} - X_C) - 0,5G_{цк}(X_D - X_C)] + (\sin \psi - K \cos \psi)(X_C - X_K) + (\cos \psi + K \sin \psi)(Y_C - Y_K) \right\}; \quad (3)$$

— для механизма поворота рукояти

$$i_{F_{цр}}^a = \frac{1}{R_{\tau} B P \sin \beta_P} [G_P(X_{цтр} - X_B) + G_{к+п}(X_{цтк} - X_B) + 0,5G_{цк}(X_R + X_D - 2X_B) + 0,5G_{цр}(X_P - X_B)]; \quad (4)$$

— для механизма поворота стрелы

$$i_{F_{цс}}^a = \frac{1}{R_{\tau} A T \sin(\pi - \alpha_0 - \varphi_c)} [G_C(X_{цтс} - X_A) + G_P(X_{цтр} - X_A) + G_K(X_{цтк} - X_A) + 0,5G_{цс}(X_T - X_E - 2X_A) + 0,5G_{цр}(X_F + X_P - 2X_A) + 0,5G_{цк}(X_R + X_D - 2X_A)], \quad (5)$$

где CD — расстояние между шарнирами C и D ; β_D , β_P , ψ , α_0 , φ_c — угловые параметры; $G_{к+п}$ — сила тяжести ковша с породой (или концевая нагрузка), величина постоянная, так как в расчетах принимается номинальная величина сила тяжести породы; G_P , G_C — силы тяжести рукояти и стрелы соответственно; $G_{цк}$, $G_{цр}$, $G_{цс}$ — силы тяжести гидроцилиндров механизмов поворота ковша, рукояти и стрелы; $X_{цтк}$, $X_{цтр}$, $X_{цтс}$ — координаты центров тяжести ковша, рукояти и стрелы; X_A , X_B , X_C , X_D , X_E , X_K , X_P , X_R , X_T — координаты точек A , B , C , D , E , F , K , P , R и T ; Y_C , Y_K — координаты точек C и K ; $K = R_n/R_{\tau}$ — коэффициент пропорциональности; R_n — нормальная составляющая силы сопротивления копанию.

Выражения для силовых передаточных функций механизмов при функционировании в **пассивном** (верхний индекс "п") режиме имеют вид:

— для механизма поворота рукояти

$$i_{F_{цр}}^п = \frac{1}{B P \sin \beta_P} \left\{ \frac{1}{R_{\tau}} [G_P(X_{цтр} - X_B) + G_{к+п}(X_{цтк} - X_B) + 0,5G_{цк}(X_R + X_D - 2X_B) + 0,5G_{цр}(X_P - X_B)] + (\sin \psi - K \cos \psi)(X_B - X_K) + (\cos \psi + K \sin \psi)(Y_B - Y_K) \right\}; \quad (6)$$

— для механизма поворота стрелы

$$i_{F_{цс}}^п = \frac{1}{A T \sin(\pi - \alpha_0 - \varphi_c)} \left\{ \frac{1}{R_{\tau}} [G_C(X_{цтс} - X_A) + G_P(X_{цтр} - X_A) + G_K(X_{цтк} - X_A) + 0,5G_{цс}(X_T + X_E - 2X_A) + 0,5G_{цр}(X_F + X_P - 2X_A) + 0,5G_{цк}(X_R + X_D - 2X_A)] + (\sin \psi - K \cos \psi)(X_A - X_K) + (\cos \psi + K \sin \psi)(Y_A - Y_K) \right\}; \quad (7)$$

где Y_A , Y_B — координаты точек A и B .

Сравнение зависимостей для силовых передаточных функций механизмов поворота рукояти и стрелы в активном (4), (5) и пассивном (6), (7) режимах показывает, что значения функций в пассивном режиме существенно превышают значения функций в активном режиме ввиду восприятия механизмами, функционирующими в пассивном режиме, момента составляющих силы сопротивления копанию относительно точки крепления гидроцилиндров (B и A соответственно).

Данное обстоятельство обуславливает особые требования к настройке предохранительного клапана.

Результаты исследования

Установлено, что гидрофицированное рабочее оборудование экскаватора как совокупность последовательно соединенных рычажно-гидравлических механизмов характеризуется рядом особенностей функционирования.

В рычажно-гидравлических механизмах соотношения между режимными параметрами (скоростями и нагрузками) ведущего и ведомого звеньев рабочих механизмов изменяются в широком диапазоне в зависимости от взаимного положения звеньев и их геометрических размеров. Показано на примере основного (копающего) механизма поворота ковша, что при определенных соотношениях между размерами звеньев и их положений обеспе-

чивается рациональная схема нагружения гидроцилиндра.

Наличие в составе гидрофицированного рабочего оборудования гидродвигателей (гидроцилиндров), действующих в различных режимах (активном и пассивном), приводит к возникновению значительных реактивных нагрузок на гидроцилиндры, работающие в активном режиме при относительно малых номинальных нагрузках (без силы сопротивления копанию).

При совместном функционировании последовательно соединенных рычажно-гидравлических механизмов перегрузка одного из механизмов, действующих в реактивном режиме, может привести к срабатыванию предохранительного клапана гидравлической системы, рабочий процесс прекращается, т. е. в рабочей зоне экскаватора появляется "нерабочий" участок.

Заключение

Основным фактором, определяющим условия эффективного функционирования гидрофици-

рованного рабочего оборудования, являются силы, действующие на штоках гидроцилиндров, значения которых определяются величиной давления срабатывания предохранительного клапана гидросистемы.

Основой для выбора рациональных конструктивных и режимных параметров гидрофицированного рабочего оборудования карьерных гидравлических экскаваторов является системный анализ оборудования, заключающийся в анализе данных вычислительного эксперимента по расчету основных параметров для различных вариантов конструктивного исполнения оборудования.

Список литературы

1. **Комиссаров А. П., Шестаков В. С.** Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 10. С. 36—38.
2. **Левитский Н. И.** Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979. 576 с.

A. P. Komissarov, Professor, **Yu. A. Lagunova**, Professor, e-mail: Yu.Lagunova@mail.ru,
V. S. Shestakov, Professor, Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia

Between Constructive and Regime Parameters Hydraulic Operating Equipment Excavators

One of the main tasks in the design process excavators with respect to specific mining conditions, a choice of rational design and operating parameters of the working equipment and the main mechanisms that ensure full use of the technical capabilities of the equipment in specified conditions.

The solution to this problem is based on the systematic approach, focusing on identifying various types of links in the object (process, kinematics, energy and others) and mixing them (links) in a single theoretical model. In the present paper, the structure of the hydraulic operating equipment quarry excavator as a set of series-connected lever-hydraulic mechanisms, forming a single unit.

Identified technical features working equipment lever mechanism and hydraulic system.

It is shown that under certain geometric dimensions of the links are China-hydraulic turning mechanism of the bucket is provided by the rational scheme of loading mechanism in which the force acting on the rod of the cylinder of rotation of the bucket varies proportionally with the increase of the resistance forces of rotation of the bucket.

It is established that under the joint operation of the cylinders may have significant reactive forces acting on the cylinders that are in the "closed" state, as due to the growth of external loads, and when you change the leverage of the force. In a result of the safety valve in the working area of the excavator appear "outside" areas.

Defined conditions, which provide for the effective operation of the hydraulic operating equipment quarry excavator.

Keywords: hydraulic operating equipment, power parameters, the effective functioning of the equipment

References

1. **Комиссаров А. П., Шестаков В. С.** Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического

экскаватора. *Gornoe oborudovanie i jelektromehaniika*. 2013. N. 10. P. 36—38.

2. **Levitskij N. I.** *Teorija mehanizmov i mashin*. M.: Nauka, 1979. 576 p.

УДК 621.926.22

Д. М. Айбашев, асп., А. Д. Кольга, д-р техн. наук, проф., МГТУ им. Г. И. Носова, г. Магнитогорск

E-mail: aibashevdm@rambler.ru, kad-55@magtu.ru

Снижение нагрузок в щековых дробилках путем изменения формы выступов дробящих плит

Изучены взаимодействия кусков породы с выступами дробящих плит щековых дробилок в целях снижения разрушающих нагрузок в процессе дробления.

Установлено, что с уменьшением контактной площади кусков породы с выступами дробящих плит наблюдается тенденция снижения разрушающих нагрузок. При этом разрушение куска породы происходит в результате его расклинивания внедряющимся в него выступом и последующего его разрыва, при котором в материале появляются напряжения растяжения.

Ключевые слова: дробление, энергоемкость, дробящие плиты, контактная площадь, разрушающая нагрузка, напряжение

Современное состояние горной, строительной, химической промышленности свидетельствует о тенденции сохранения на ближайший период преимущественно механической дезинтеграции перерабатываемых материалов. При этом основными технологическими агрегатами дробления, по-прежнему, будут щековые дробилки.

В связи с этим важной технико-экономической задачей, привлекающей в последнее время особое внимание исследователей, являются совершенствование традиционных методов дробления и создание высокопроизводительного, долговечного и надежного дробильно-размольного оборудования, обеспечивающего снижение материальных и энергетических затрат [1].

Исследованиям совершенствования дробилок и повышения эффективности дробления посвящены работы многих исследователей, таких как Ф. Бонд, В. А. Бауман, А. К. Рундквист, В. А. Олевский, Б. В. Клушанцев, А. И. Косарев, Ю. А. Муйземек, Р. А. Родин и многих др. Эти исследования привели к разработкам новых конструктивных решений. Это различные комбинации продольного профиля дробящих плит прямо-выпуклой, выпукло-выпуклой, выпукло-вогнутой конструкций, а также рифленые профили, разные по форме и высоте рифлений дробящих плит, ступенчатое и плавное уменьшение высоты рифлений от входного отверстия к выходному и т. д. [2]. Предложенные конструктивные решения можно назвать попытками частичной замены энергоемкого вида

разрушения на менее энергоемкие, т. е. замены напряжений сжатия $\sigma_{сж}$ на напряжения растяжения σ_r или на другие виды напряжения.

Как известно, в щековых дробилках куски горных пород разрушаются (раздавливанием) между дробящими плитами под действием сжимающей нагрузки.

Конструкция плит и износостойкость материала, из которого они изготовлены, оказывают большое влияние на такие основные технико-экономические показатели процесса дробления: производительность, удельный расход энергии, фракционный состав, форма зерен дробленого продукта.

В настоящее время для щековых дробилок применяются дробящие плиты с треугольными или трапецидальными рифлениями. Выступы рифлений одной плиты располагают против впадин другой, при этом дробящие усилия концентрируются на меньшей площади, соответствующей выступам дробящих плит, и разрушение (раздавливание) кусков породы частично заменяется таким видом разрушения, как излом в результате изгиба (предел прочности на изгиб $\sigma_{и}$ для упруго-хрупких материалов близок к разрывающим напряжениям σ_r). Именно этим можно объяснить тот факт, что подавляющее число современных щековых дробилок комплектуются дробящими плитами с рифлением, несмотря даже на то, что они подвержены более интенсивному изнашиванию.

Результаты исследований показывают, что при концентрации усилий на меньшей площади, со-

ответствующей выступам дробящих плит, разрушение происходит при значительно меньших усилиях. Это объясняется тем, что процесс разрушения кусков породы под действием напряжений сжатия $\sigma_{сж}$ (раздавливание) частично заменяется такими видами разрушения, как раскалывание в результате расклинивания.

Однако сохраняется высокая энергоемкость процесса дробления и низкое качество (лещадной формы) несмотря на различные конструктивные решения дробящих плит.

Рассмотрим взаимодействие куска горной породы с выступами дробящих плит в камере дробления. Выступы, контактируя с куском породы при сжимающей силе $P=0$, с точки зрения теории упругости образуют контакт в точке, при условии, что кусок породы имеет форму шара. В реальных условиях куски в форме шара крайне редки, в основном они неправильной формы. Это наводит на мысль, что в большинстве случаев есть возможность контакта по линии с некоторой длиной.

С увеличением сжимающей силы P дробящих плит первоначальное линейное касание переходит на соприкосновение по некоторой площадке F с границей, близкой к прямоугольной узкой площади. Давление, создаваемое выступами дробящих плит на поверхности куска породы, распределяется по всей контактной площадке каждого выступа, определяясь соотношением:

$$\sigma_{сж} = P/F,$$

где P — приложенная нагрузка выступов дробящих плит на кусок породы; F — контактная площадь выступов дробящих плит с куском породы.

Предполагая, что для разрушения кусков породы предельное напряжение $[\sigma_{сж}] = \text{const}$, его значение может быть достигнуто либо увеличением приложенной силы P , либо уменьшением контактной площади F .

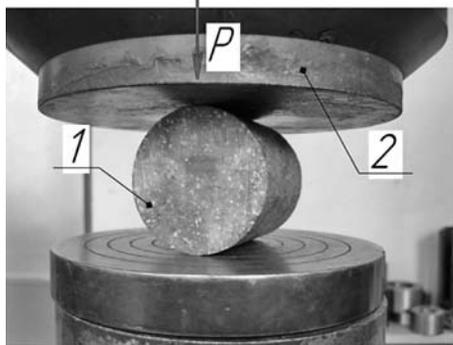


Рис. 1. Схема нагружения образца при сжатии стальной пластиной

Взаимодействие куска породы с выступами представляется возможным смоделировать с допущением, заменив удобным для практических расчетов случаем: применяя форму куска цилиндрической l (рис. 1) диаметром D и длиной l , который сжимается выступом (стальной пластиной) 2 силой P . При этом рассматриваемая контактная задача принимает частный, но практически возможный характер в камере дробления. В качестве образцов для проведения экспериментов применялись керны горных пород диаметром $D = 0,05...0,07$ м.

При воздействии нагрузки соприкасающиеся тела деформируются. В месте линии касания образуется контактная площадь $F_{\text{пу}}$ в форме узкого прямоугольника. Площадь контакта $F_{\text{пу}}$ определяется произведением сторон прямоугольника

$$F_{\text{пу}} = bl,$$

где b — ширина контактной площадки; l — длина контактной площадки.

Ширина контактной площадки b определяется по уравнению [3, 4]:

$$b = 2 \sqrt{PR \left(\frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \right)},$$

где P — нагрузка стальной пластины на придавливаемый образец; R — радиус образца (керны); ν_1, ν_2 — коэффициенты Пуассона образца и стальной пластины; E_1, E_2 — модули упругости соответственно образца и стальной пластины.

Подставляя b в уравнение $F_{\text{пу}}$, получим

$$F_{\text{пу}} = 2l \sqrt{PR \left(\frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \right)}.$$

Образцы размерами $D = 0,0578$ м, $l = 0,0578$ м при таком характере приложения нагрузки раскалываются вдоль по линии контакта (рис. 2).

Разрушающие нагрузки раскалывания находятся в пределах от 86 до 126 кН.

Как видим, предельные нагрузки разрушения кусков породы при первоначальном линейном касании довольно значительны. Это связано с распределением давления по всей контактной площади, образовавшейся при деформировании. Кроме того, значительная часть энергии пропорционально контактной площади расходуется на деформирование куска породы.

В этом случае наилучшим способом концентрации давления на поверхности куска породы является выполнение выступов в виде конуса. Однако



Рис. 2. Раскалывание образцов

условия дробления кусков породы в щековых дробилках обуславливают несимметричность прилагаемых нагрузок оси конуса, что может привести к поломке его вершины.

Одним из способов эффективной концентрации давления может стать выполнение выступов дробящих плит в виде полусфер.

Рассмотрим разрушение куска породы под действием стального шара. Пусть кусок породы имеет форму цилиндра 1 (рис. 3) такую же, как было принято выше, и с теми диаметром D и длиной l , который сжимается стальным шаром 2 силой P .

При отсутствии нагрузки шар и кусок породы имеют взаимное касание в точке. Под действием нагрузки в месте точечного касания образуется контактная площадь F_3 в форме эллипса.

Контактная площадь F_3 определяется как площадь эллипса:

$$F_3 = \pi ab,$$

где a — большая полуось эллипса; b — малая полуось эллипса.

Полуоси эллипса a , b определяются по уравнениям¹ [3, 5]:

$$a = 2,078^3 \sqrt{\frac{P \left(\frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \right) R_1 R_2}{2R_1 + R_2}},$$

$$b = 1,383^3 \sqrt{\frac{P \left(\frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \right) R_1 R_2}{2R_1 + R_2}},$$

¹ Данные уравнения вычислены для частного случая, когда радиус цилиндра $R_1 = 0,0289$ м, а радиус шара $R_2 = 0,025$ м.

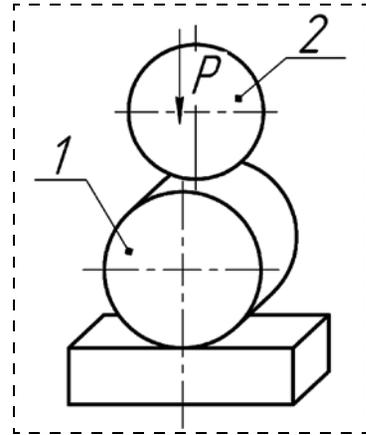


Рис. 3. Схема нагружения образца при воздействии стального шара

где P — нагрузка стального шара на придавливаемый образец; R_1 , R_2 — радиусы образца (керна) и стального шара; ν_1 , ν_2 — коэффициенты Пуассона образца и стального шара; E_1 , E_2 — модули упругости образца и стального шара.

Для опытного определения параметров a и b , которые характеризуют размеры эллиптической площадки контакта, было спроектировано приспособление, представленное на рис. 4.

Приспособление состоит из основания 1, нагружателя 2 для нагружения упруго сжатых тел. В качестве сжимаемых тел используются стальной шар 3 и керн 4 горных пород. Нагрузка создавалась с помощью испытательной гидравлической машины типа VEB WerkstoffPrufMaschinen Leipzig с силовым измерением мощностью 10...200 кН.

Образцы при первоначальном точечном касании раскалываются также вдоль по длине цилиндра (рис. 5), но со значительно меньшими усилиями.

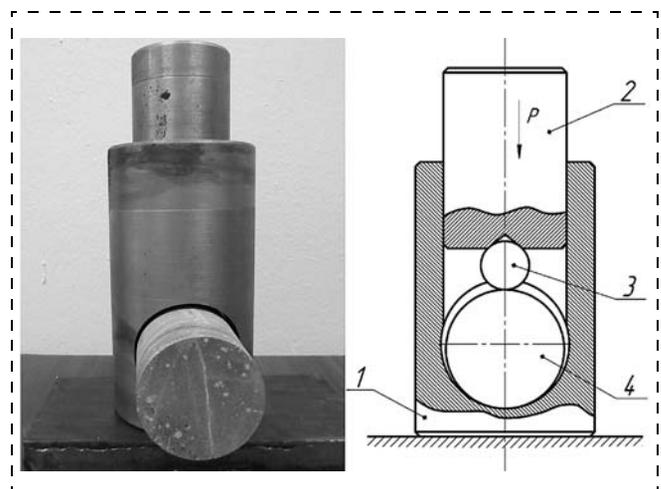


Рис. 4. Экспериментальное приспособление для изучения контактного взаимодействия двух тел (шар—цилиндр)



Рис. 5. Разрушение образцов под воздействием стального шара

Сравнительный анализ результатов представлен на рис. 6.

Как видно, разрушающие нагрузки, создаваемые при первоначальном точечном касании, значительно ниже, чем при первоначальном линейном касании.

Снижение разрушающих нагрузок связано с уменьшением контактной площади выступов дробящих плит с куском породы (см. рис. 6). При этом разрушение куска породы (керна) происходит в результате его расклинивания внедряющимся в него шаром и последующего его разрыва, при котором в материале появляются напряжения растяжения $[\sigma_p]$ [6]. Пределы прочности на растяжение $[\sigma_p]$ большинства горных пород многократно ниже, чем на сжатие $[\sigma_{сж}]$ [7].

Однако уменьшение контактной площади выступов дробящих плит с куском породы (при первоначальном точечном касании) ведет к увеличению необходимого хода сжатия для разрушения кусков породы. Так как часть хода подвижной щеки, кроме

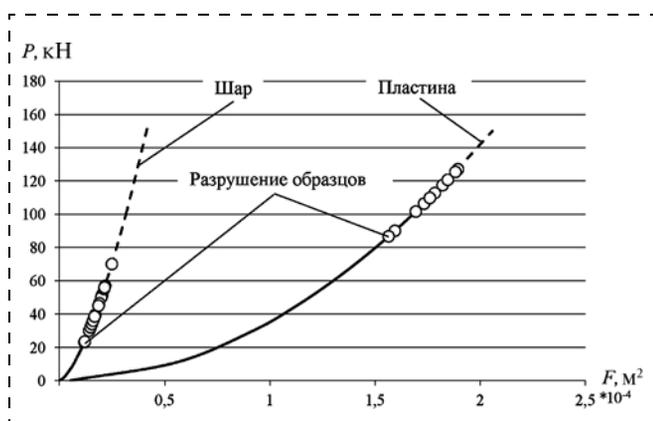


Рис. 6. Зависимость разрушающей нагрузки от контактной площади

деформирования куска породы, идет на внедрение выступа в кусок породы. Этим объясняется тот факт, что в щековых дробилках, снабженных рифлеными дробящими плитами по ОСТ 221679—87, крупные и средние куски породы, застревают в камере дробления, требуют многократного воздействия на них. В результате уменьшается производительность дробилки, что связано с несоответствием размеров рифлений дробящих плит с размерами кусков породы. В среднем и верхнем сечениях камеры дробления размеры кусков породы намного превышают размеры рифлений (выступов) дробящих плит. Эти выступы дробящих плит, контактируя с кусками, создают маленькие контактные площади пропорционально своему размеру, т. е. чем меньше размеры выступов относительно размера кусков, тем больше они внедряются в породу, создавая только местные разрушения в местах контакта.

При этом для полного разрушения (раскалывания) данного куска требуется больший ход сжатия, который превышает установленный ход подвижной щеки в данном сечении камеры дробления. В связи с этим при определении величины хода подвижной щеки следует учитывать этот факт (необходимость соответствия размеров рифлений (выступов) дробящих плит размерам кусков породы).

Для рассматриваемого частного случая установлено (см. рис. 6), что с уменьшением контактной площади в 9,8 раза разрушающие нагрузки снижаются в 2,5 раза.

Таким образом, в процессе дробления наблюдается тенденция снижения разрушающих нагрузок за счет уменьшения контактной площади выступов дробящих плит с куском породы. Последнее может быть достигнуто благодаря конструктивному выполнению выступов на поверхности дробящих плит

в виде полусфер при соблюдении условия соот-
ветствия их размеров размерам кусков породы.

Список литературы

1. **Потемкин С. А.** Совершенствование методов рас-
чета и обоснование рациональных параметров щеко-
вых дробилок: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. М.:
МГУИЭ, 2000. 16 с.
2. **Клушанцев Б. В., Косарев А. И., Муйземнек Ю. А.**
Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуа-
тации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
3. **Тимошенко С. П., Гудер Дж.** Теория упругости /
Пер. с англ. / Под ред. Г.С. Шапиро. 2-е изд. М.: Наука.

Главная редакция физико-математической литерату-
ры, 1979. 560 с.

4. **Менькова Н. М.** Применение контактной задачи
теории упругости в прикладной механике. Общий обзор.
М., 2012. URL: <http://menkova.ru/Contact.pdf>.
5. **Кольга А. Д., Айбашев Д. М.** Определение парамет-
ров рифлений дробящих плит щековых дробилок / До-
быча, обработка и применение природного камня: сб.
науч. тр. / Под ред. Г.Д. Першина. Вып. 13. Магнитогорск:
Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г. И. Носова,
2013. 166 с.
6. **Олевский В. А.** Конструкции, расчеты и эксплуа-
тация дробилок. М., 1958. 459 с.
7. **Протодьяконов М. М., Тедер Р. И., Ильницкая Е. И.**
и др. Распределение и корреляция физических свойств
горных пород. М.: Недра, 1981. 192 с.

D. M. Ajbashhev, Postgraduate Student, e-mail: aibashevdm@rambler.ru,
A. D. Kol'ga, Professor, e-mail: kad-55@magtu.ru,
Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia

Reduce the Load by a Jaw Crusher the Shape of the Projection Crushing Plates

*Currently the world's priority is the development of the mineral complex. Here efficiency disintegration of solid materials, pri-
marily in the form of mineral rocks is one of the main tasks.*

*The fragmentation of rocks used vast energy resources. It is known that every year since the 1980s, is extracted from the Earth
about 20 billion tons of minerals and tens of billions of tons of waste rock. All this rock mass in varying degrees subject to grinding,
crushing at the concentrators in the construction industry, to which spent tens of GW hours of energy. Everything connected with the
improvement of the processes of crushing, with the creation of high-performance and low-power-consuming crushers refers to a problem
of national importance.*

*Studies indicate that the elimination of these shortcomings mainly due to the choice of a rational profile crusher crushing plates.
Objective: reduction of failure loads in the milling process.*

*In this paper we study the interaction of pieces of rock with projections crushing jaw crusher plates. Found that a decrease in the
contact area with pieces of rock ledges crushing plates tendency of reduction failure loads. In this case the destruction of a piece of
rock is the result of its expansion, it injects projection and its subsequent rupture at which the material appeared tensile stress*

Keywords: crushing, energy intensity, crushing plate contact area, breaking load voltage

References

1. **Potemkin S. A.** *Sovershenstvovanie metodov rascheta i obosnovanie racional'nyh parametrov shhekovyh drobilok.* Avtoref. diss. ... kand. tehn. nauk. M.: MGUIE, 2000. 16 p.
2. **Klushancev B. V., Kosarev A. I., Mujzemnek Ju. A.** *Drobilki. Konstrukcija, raschet, osobennosti jekspluatcii.* M.: Mashinostroenie, 1990. 320 p.
3. **Timoshenko S. P., Gud'er Dzh.** *Teorija uprugosti.* Per. s angl. Pod red. G.S. Shapiro. 2-e izd. M.: Nauka. Glavnaja redakcija fiziko-matematicheskoy literatury, 1979. 560 p.

4. **Men'kova N. M.** *Primenenie kontaktnoj zadachi teorii uprugosti v prikladnoj mehanike. Obshnij obzor.* M., 2012. URL: <http://menkova.ru/Contact.pdf>.
5. **Kol'ga A. D., Ajbashhev D. M.** *Opredelenie parametrov riflenij drobjashhijh plit shhekovyh drobilok. Dobycha, obrabotka i primenenie prirodnogo kamnja:* sb. nauch. tr. Pod red. G.D. Pershina. Vyp.13. Magnitogorsk: Izd-vo Magnitogorsk. gos. tehn. un-ta im. G.I. Nosova, 2013. 166 p.
6. **Olevskij V. A.** *Konstrukcii, raschety i jekspluatcija drobilok.* M., 1958. 459 p.
7. **Protod'jakonov M. M., Teder R. I., Il'nickaja E. I.** i dr. *Raspredelenie i korrelyacija fizicheskijh svojstv gornyjh porod.* M.: Nedra, 1981. 192 p.

УДК 622.4

Н. В. Панова, канд. техн. наук, мл. науч. сотр., ИГД СО РАН им. Н. А. Чинакала, г. Новосибирск

E-mail: Nadejda_panova@bk.ru

Определение рациональной компоновки ротора высоконагруженных осевых вентиляторов

Путем перехода от двухступенчатой схемы исполнения ротора вентилятора главного проветривания к одноступенчатой и замены сложных схем каналов подвода воздуха на более простые стало возможным отказаться от трансмиссионного вала. Рассмотрено влияние геометрических и конструктивных параметров ротора на напряженно-деформированное состояние и его собственные частоты колебаний. Определено влияние гироскопического момента на собственные частоты колебаний при разных компоновочных схемах ротора. Обоснована рациональная компоновка высоконагруженных роторов ряда осевых вентиляторов исходя из условий прочности и отстройки от резонанса коренных валов.

Ключевые слова: вентилятор главного проветривания, ротор, коренной вал, трансмиссионный вал, гироскопический эффект, собственная частота колебаний

Введение

С появлением аэродинамических схем со сдвоенными листовыми лопатками стал возможным переход от двухступенчатой схемы исполнения ротора вентилятора главного проветривания к одноступенчатой, что позволит значительно упростить и облегчить конструкцию [1].

В ходе исследования были рассмотрены три схемы компоновки ротора: схема 1 — традиционная с трансмиссионным валом (рис. 1); схема 2 — без трансмиссионного вала, рабочее колесо (РК) максимально близко расположено к радиально-упорной подшипниковой опоре (используется в вентиляторах ВО-21К и ВО-24К, работающих на ряде шахт и рудников); схема 3 — без трансмиссионного вала, рабочее колесо и механизм поворота лопаток (ИМПЛРК) меняются местами. Рассматривался также вариант применения вала с полым участком.

Сначала рассмотрим схемы компоновки ротора 2 и 3 в связи с тем, что при отказе от трансмиссионного вала появляется ряд моментов, требующих особого внимания, — это, прежде всего, отстройка от резонанса и достигаемые значения максимальных деформаций коренного вала, так как расстояние между подшипниковыми опорами для данных схем компоновки составляет от 5300 до 9000 мм (табл. 1).

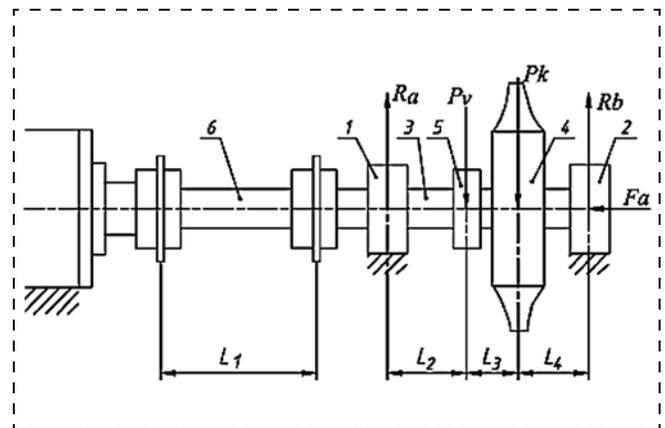


Рис. 1. Компоновка ротора по схеме 1 с трансмиссионным валом: P_v — нагрузка от веса ИМПЛРК; P_k — нагрузка от веса РК; R_a, R_b — реакции опор; F_a — осевая нагрузка на радиально-упорную подшипниковую опору; 1 — радиальная подшипниковая опора; 2 — радиально-упорная подшипниковая опора; 3 — коренной вал ротора; 4 — РК; 5 — ИМПЛРК; 6 — трансмиссионный вал

Таблица 1

Диаметр РК, мм	Масса РК/ИМПЛРК, кг	Длина трансмиссионного вала L_1 , мм	L_2 , мм	L_3 , мм	L_4 , мм	Расстояние между опорами, мм
3000	3100/910	2690	900	1040	740	2680
3600	5500/1790	3620	990	930	930	2850
4300	10300/3070	4565	1060	1040	1040	3140
5000	15000/3570	5405	1170	1210	1210	3590

Анализ нагрузок, методы решения и основные результаты

Анализ нагрузок, действующих на коренной вал ротора, достаточно полно приведен в ряде публикаций [2, 3]. Для предотвращения попадания в резонансные зоны при высоких скоростях вращения необходимо определять частоты собственных колебаний вала и выполнять условие $\omega_{\text{рабочая}} < 0,7\omega_{\text{собственная}}$ [4–6]. В процессе вращения вал получает некоторое отклонение и центр тяжести рабочего колеса начинает двигаться по окружности радиусом y . Тогда на рабочее колесо действуют центробежная сила и сила упругости:

$$C = \omega^2 m y; F = y / \Delta,$$

где Δ — прогиб среднего сечения вала от действия единичной силы; m — масса РК.

Частоты вращения, при которых наступает равенство центробежных сил и сил упругости, называются критическими (собственными). В момент начала потери устойчивости, когда $C = F$, прогибы могут безгранично возрастать. Следовательно, $\omega_k = 1 / \sqrt{\Delta m}$, тогда критическая частота вращения $n_k = 30\omega_k / \pi$ (мин⁻¹).

Исследования проводились с использованием аналитических методов. Была составлена универсальная программа, позволяющая проектировать коренные валы с различными конструктивными и геометрическими параметрами, материалом изготовления. Достоверность результатов, полученных с использованием данной программы, подтверждается исследованиями аналогичных по геометрическим и конструктивным параметрам, а также схемами нагружения коренных валов с использованием методов конечных элементов и Рэлея-Ритца для определения собственных частот колебаний. Результаты отличаются не более чем на 5 %.

С использованием составленной программы проведен ряд исследований коренных валов компоновочных схем 2 и 3. В результате сравнения определено, что в случае применения схемы 2 значения максимальных напряжений и первой собственной частоты колебаний коренного вала имеют лучшие результаты по сравнению с применением компоновочной схемы 3. При анализе коренных валов используются результаты по первой собственной частоте колебаний, так как вторая и высшие частоты превышают первую и имеют значительные амплитуды. При проведении исследований была учтена центробежная сила, при компоновке ротора по схеме 3 она превышает в 4 раза центробежную силу при компоновке по схеме 2, и, как следствие,

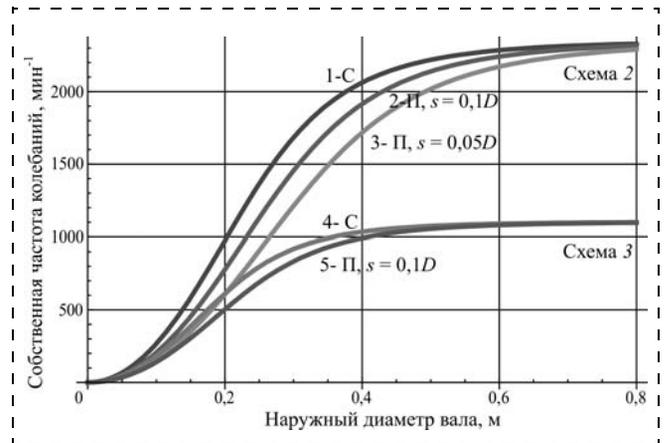


Рис. 2. Зависимость первой собственной частоты колебаний от наружного диаметра вала:
по схеме 2 РК расположено от радиально-упорной подшипниковой опоры на расстоянии 0,71 м, по схеме 3 — на расстоянии 1,35 м; С — сплошной вал; П — вал с полым участком; s — толщина стенки полого участка вала

напряжения возрастают почти в 2 раза, а при использовании схемы 2 — на 22 % от полученных напряжений без учета центробежной силы.

Для наглядности представления результатов на рис. 2 приведена зависимость собственной частоты колебаний коренного вала по схемам компоновки 2 и 3 от наружного диаметра вала на примере вентилятора с рабочим колесом диаметром 3000 мм.

На графике видно, чем меньше расстояние между РК и радиально-упорной подшипниковой опорой, тем выше значение первой собственной частоты колебаний (больше отстройка от резонанса, меньше прогибы) при одинаковых конструктивных параметрах коренного вала. Исходя из изложенного выше, отказались от компоновочной схемы 3 и вала с полым участком (L_2), так как в этом случае отстройка от резонанса меньше по сравнению с использованием полностью сплошного вала, а трудозатраты значительно выше.

Ряд проведенных исследований с использованием разработанной программы подтверждает, что увеличение массы приводит к снижению собственных частот колебаний, а увеличение жесткости — к возрастанию. Важным является найти рациональное сочетание массы и жесткости для обеспечения заданных требований по величине собственных частот колебаний и максимальным напряжениям.

С учетом данных замечаний по компоновочной схеме 2 были сконструированы коренные валы ряда осевых вентиляторов с рабочими колесами диаметром 3000, 3600, 4300 и 5000 мм. Результаты проведенных исследований представлены в табл. 2. Компоновка ротора по схеме 2 сопровождается

Таблица 2

Диаметр РК, мм	Диаметр вала, мм	Расстояние между опорами, мм	Рабочая частота вращения, мин ⁻¹	Первая собственная частота вращения, мин ⁻¹	Прогиб максимальный, мм
3000	260	5370	1000	1544	2,5
3600	330	6466	750	1231	3,6
4300	360	7735	600	866	7,0
5000	410	8995	500	763	9,0

Таблица 3

Диаметр РК, мм	Диаметр вала, мм, d_1/d_2	Расстояние между опорами, мм	Первая собственная частота вращения, мин ⁻¹ , при d_1 или d_2	Прогиб максимальный, мм, при d_1 или d_2
3000	260/200	2680	2604/1541	0,3/0,9
3600	330/260	2850	2360/1465	0,3/0,7
4300	360/310	3140	1604/1189	0,7/1,2
5000	410/350	3590	1534/1118	0,6/1,1

большими диаметрами коренного вала, значительными перемещениями и минимально допустимой отстройкой от резонанса.

Далее было проведено сравнение компоновочных схем 1 и 2. Исходя из конструктивных возможностей, смоделированы геометрические параметры коренных валов для компоновочной схемы 1 (с диаметром, соответствующим коренному валу по схеме 2, см. табл. 2). Исследования данных коренных валов показали, что в среднем в 2 раза возрастает значение первой собственной частоты колебаний, в разы сокращается прогиб коренного вала. При данных геометрических параметрах наблюдаются высокие запасы прочности. В целях уменьшения массы и материальных затрат воз-

можно уменьшить диаметры коренных валов при проектировании ротора по компоновочной схеме 1. Прочностные характеристики коренных валов при компоновке ротора по схеме 1 с разными диаметрами вала приведены в табл. 3.

Коренные валы при компоновке ротора по схеме 1 при меньших диаметрах в среднем на 15...25 % имеют коэффициент отстройки от резонанса от 1,5 до 2,2 и прогибы в разы (от 2,7 до 8) меньше.

Кроме того, для сравнения целесообразности применения одной из схем компоновки было рассмотрено влияние гироскопического момента на собственные частоты вращения вала [7]. Под действием силы C и момента M вал в месте крепления рабочего колеса прогибается на величину y и поворачивается на угол φ :

$$y = \alpha C - \delta M; \varphi = \gamma C - \beta M,$$

где α и γ — соответственно прогиб и угол поворота от действия единичной силы; δ и β — соответственно прогиб и угол поворота от действия единичного момента.

В результате ряда преобразований получено выражение для определения критической угловой скорости:

$$\omega_k = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2}(\alpha m - \beta J_m) + \sqrt{\frac{1}{4}(\alpha m - \beta J_m)^2 + m J_m (\alpha m - \gamma^2)}}}.$$

Если $J_m = 0$, то получим известный результат

$$\omega_k = \frac{1}{\sqrt{\alpha m}}.$$

Рассмотрим влияние гироскопического момента на собственные частоты колебаний коренных валов компоновочных схем 1, 2

и 3 (рис. 3). Собственные частоты колебаний повышаются, особенно это влияние существенно для РК, расположенных вблизи опор. В случае компоновки ротора по схеме 3 значения собственных частот колебаний повышаются не более чем на 5 %, в случае компоновки по схеме 2 — на 35 %. При компоновке ротора по схеме 1 значения собственных частот колебаний повышаются в 2—3 раза по сравнению с компоновкой ротора по схемам 2 и 3.

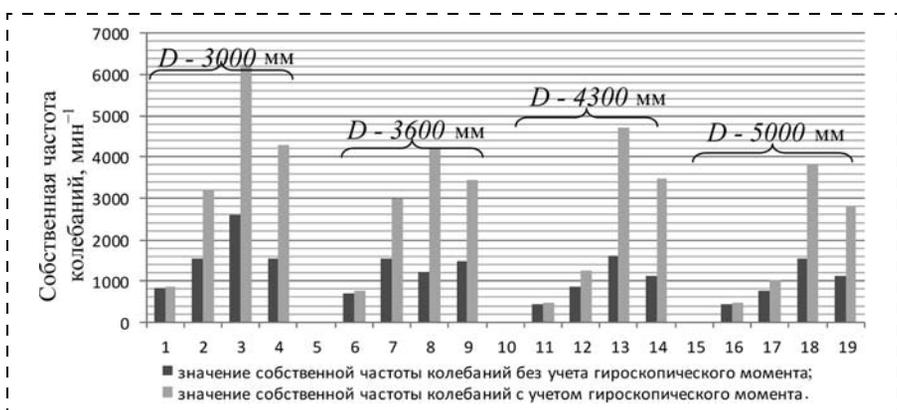


Рис. 3. Влияние гироскопического момента на различные конфигурации коренных валов ротора: 1, 6, 11, 16 — коренные валы по схеме компоновки 3; 2, 7, 12, 17 — коренные валы по схеме компоновки 2; 3, 8, 13, 18 — коренные валы по схеме компоновки 1; 4, 9, 14, 19 — коренные валы с уменьшенными на 15...25 % диаметрами

Применение компоновочных схем 2 и 3 для ряда высоконагруженных осевых вентиляторов нецелесообразно вследствие меньшей надежности, вызванной минимальной отстройкой от резонанса и значительными прогибами, а также трудоемкостью доставки и монтажа коренных валов.

Заключение

В результате проведенных исследований определена рациональная компоновка ротора для ряда высоконагруженных осевых вентиляторов при высоких окружных скоростях вращения по концам лопаток (схема 1).

При учете гироскопического момента высоконагруженных роторов осевых вентиляторов с расположением РК максимально близко к радиально-упорной подшипниковой опоре (насколько это конструктивно возможно) и компоновке ротора без трансмиссионного вала собственные частоты колебаний ротора повышаются на 35 % (компоновочная схема 2 по сравнению с компоновочной схемой 3), а при компоновке ротора с трансмиссионным валом — в 2 раза (компоновочная схема 1).

Список литературы

1. **Петров Н. Н.** Разработка научных основ и освоение производства нового ряда осевых вентиляторов / Н. Н. Петров, Н. А. Попов, Е. Ю. Русский // ФТПРПИ. 2007. № 3. С. 95—107.
2. **Красюк А. М.** Расчет остаточного ресурса работы подшипников ротора вентиляторов главного проветривания / А. М. Красюк, Н. В. Крамаренко // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 9. С. 36—39.
3. **Панова Н. В.** Особенности регулирования и реверсирования режима работы крупных высоконагруженных осевых вентиляторов серии ВО / Н. В. Панова, Е. А. Спиридонов, А. И. Андреев // Известия вузов. Электромеханика. 2013. № 6. С. 62—65.
4. **Тарабасов Н. Д.** Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций / Н. Д. Тарабасов, П. Н. Учаев // Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 239 с.
5. **Александров А. М., Филиппов В. В., под ред. Кобрин А. И.** Динамика роторов: учеб. пособие по курсу "Теория колебаний и динамика машин". М.: Изд-во МЭИ, 1995. 560 с.
6. **Лапшин К. Л.** Теория турбомашин. Санкт-Петербург, 2010. 80 с.
7. **Биргер И. А.** Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич // Справочник. М.: Машиностроение, 1993. 639 с.

N. V. Panova, Junior Researcher, e-mail: Nadejda_panova@bk.ru,
N. A. Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia

Definition of Rational Layout of the Rotor Heavily Loaded Axial Fans

By transition from two-stage scheme of main airing fan rotor make to one-stage and replacements of difficult schemes of air intake channels by more simple began possible to refuse from transmission shaft. In article influence of geometrical and structural rotor parameters on the stress-strain state and its own frequencies is considered. Influence of the gyroscopic moment on the own frequencies is defined at different rotor layout schemes. Rational configuration of heavy-duty rotors of axial fans proceeding from conditions of durability and detuning from a resonance of main shaft is proved.

Keywords: the fan of the main airing, rotor, main shaft, transmission shaft, the gyroscopic effect, the natural frequency of oscillation

References

1. **Petrov N. N., Popov N. A., Russkij E. Ju.** Razrabotka nauchnyh osnov i osvoenie proizvodstva novogo rjada osevyh ventiljatorov. *FTPRPI*. 2007. N. 3. P. 95—107.
2. **Krasjuk A. M., Kramarenko N. V.** Raschet ostatochnogo resursa raboty podshipnikov rotora ventiljatorov glavnogo provetrivaniya. *Gornoe oborudovanie i jelectromehaniika*. 2007. N. 9. P. 36—39.
3. **Panova N. V., Spiridonov E. A., Andreev A. I.** Osobennosti regulirovaniya i reversirovaniya rezhima raboty krupnyh vysokonagruzhennyh osevyh ventiljatorov serii VO. *Izvestija vuzov. Jelectromehaniika*. 2013. N. 6. P. 62—65.

4. **Tarabasov N. D., Uchaev P. N.** *Proektirovanie detalej i uzlov mashinostroitel'nyh konstrukcij: Spravochnik*. M.: Mashinostroenie, 1983. 239 p.
5. **Aleksandrov A. M., Filippov V. V., pod red. Kobrina A. I.** *Dinamika rotorov: ucheb. posobie po kursu "Teorija kolebanij i dinamika mashin"*. M.: Izd-vo MJEI, 1995. 560 p.
6. **Lapshin K. L.** *Teorija turbomashin*. Sankt-Peterburg, 2010. 80 p.
7. **Birger I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B.** *Raschet na prochnost' detalej mashin: Spravochnik*. M.: Mashinostroenie, 1993. 639 p.

УДК 622.236.732

А. Б. Жабин, д-р техн. наук, проф., **Е. А. Аверин**, асп., ТулГУ, г. Тула

E-mail: zhabin.tula@mail.ru, evgeniy.averin.90@mail.ru

Совершенствование метода расчета глубины резания материалов гидроабразивным инструментом

Проведен анализ ранее полученного метода расчета глубины резания горных пород гидроабразивным инструментом, построенного на энергетическом принципе. Расширена область его применимости путем выделения двух видов материалов по типу разрушения — хрупких и пластичных. С учетом данной классификации для заключенных в методе коэффициентов получены теоретически обоснованные постоянные значения или зависимости, что позволит избавиться от проведения предварительных дорогостоящих и трудоемких исследований по их установлению. Также введены новые коэффициенты, учитывающие влияние угла резания и системы подачи абразива на эффективность процесса резания материалов.

Ключевые слова: гидроабразив, энергетический принцип, глубина резания, угол резания, хрупкие и пластичные материалы

В настоящее время большое внимание уделяется созданию эффективных средств ведения очистных и проходческих работ, обеспечивающих повышение технико-экономических показателей горно-шахтного оборудования и безопасные условия труда.

Одним из решений указанной проблемы является использование оборудования для гидравлического резания различных горных пород и твердых материалов. Эффективность резания существенно повышается при введении в высоконапорную водяную струю абразивных частиц. Технология гидроабразивного резания обладает следующими положительными качествами: увеличением глубины и скорости резания в несколько раз, способностью разрушать высокопрочные материалы и крепкие породы, отсутствием пылеобразования, высокой скоростью резания, многофункциональностью, отсутствием затупления режущего инструмента, термических и деформационных напряжений в обрабатываемом материале, а также высокой пожаро- и взрывобезопасностью.

В целях повышения эффективности вспомогательных процессов для обеспечения рентабельности производства и создания безопасных условий труда в шахтах к области использования гидроабразивного способа резания следует отнести [1]:

производство монтажно-демонтажных работ (резание металлических конструкций, брониро-

ванного кабеля, резинокросовой конвейерной ленты и т. д.);

оконтуривание забоя подготовительных выработок при установке крепления;

ремонт горных выработок и восстановление площади их сечения;

ослабление горного массива нарезанием разгрузочных щелей;

резание горных пород и твердых материалов в экстремальных условиях (в зонах геологических нарушений; при зажатии насухо верхняка секций крепи опускающейся кровлей; при передвижке секций крепи, частично утонувшей в почве; при вздутии пород почвы; в трещиноватом породном массиве и пр.).

Как видно из изложенного выше, при выполнении различных работ в шахтных условиях необходимо эффективно резать не только уголь и горные породы, но также и металлы (крепь, решетки, цепи и т. д.), бетон, железобетон и другие твердые материалы различной прочности.

Таким образом, существует необходимость в разработке метода, который позволял бы рассчитывать основные показатели гидроабразивного резания относительно к свойствам конкретного разрушаемого материала. Для решения данной задачи подходит энергетический принцип, т. е. установление соотношения между объемной скоростью разрушения породы и энергией, подводимой с

гидроабразивным потоком. При этом принимается [2], что при эрозионной обработке материала гидроабразивной струей существенной является энергия, подводимая высокоскоростным потоком абразивных частиц. Роль воды заключается в основном в том, чтобы осуществлять передачу количества движения (импульса) абразивным частицам и обеспечивать удаление частиц разрушенного материала из прорези. Наглядно процесс гидроабразивного резания показан на рис. 1.

Построенный на данном принципе метод был разработан в работе [3]. В его основе лежит простейшая полуэмпирическая математическая модель, имеющая следующий вид:

$$h = 1,232k \frac{Q_a \beta^2 \mu^4 d_0^4 P_0^2}{d_k v_n^\alpha (Q_a + 1,11\beta\mu d_0^2 P_0^{0,5} \rho^{0,5})^2}, \quad (1)$$

где Q_a — массовый расход абразива, кг/с; d_0 — диаметр отверстия струеформирующей насадки, мм; P_0 — давление воды, Па; d_k — диаметр отверстия коллиматора, мм; v_n — скорость перемещения инструмента, м/с; ρ — плотность воды, кг/м³; k — коэффициент обрабатываемости материала, Па; α — коэффициент, учитывающий потери энергии гидроабразивной струи внутри нарезаемой щели; β — коэффициент эффективности передачи количества движения в режущем инструменте; μ — коэффициент расхода насадки.

К особенностям данной модели можно отнести: ориентированность на использование одного типа абразива — кварцевого песка;

не учитывается влияние расстояния от среза коллиматора до поверхности обрабатываемого материала;

наличие в ее составе ряда коэффициентов, требующих предварительных экспериментальных исследований;

не учитывается влияние угла резания на процесс нарезания щелей;

не учитывается влияние способа подачи абразива на эффективность резания.

Рассмотрим эти особенности подробнее.

В условиях шахты наиболее приемлемым материалом в качестве абразива по совокупности оценочных критериев (эрозионная прочность зерна, стоимость, доступность, эффективность резания) является кварцевый песок [4]. Размер частиц абразива колеблется от 0,1 до 0,25 мм. В этом диапазоне размер частиц не имеет существенного влияния на эффективность резания [1]. Следовательно, нет

серьезной необходимости в учете влияния типа и размера абразива на глубину нарезаемой щели.

Расстояние от среза коллиматора до обрабатываемой поверхности, как правило, невелико. Рациональные значения, при которых обеспечивается наиболее эффективное резание, составляют 5...7 мм [1, 3].

В указанном методе четыре эмпирических коэффициента.

Коэффициент расхода насадки μ определяется методом переливок [5], что не требует проведения сложных и дорогостоящих исследований.

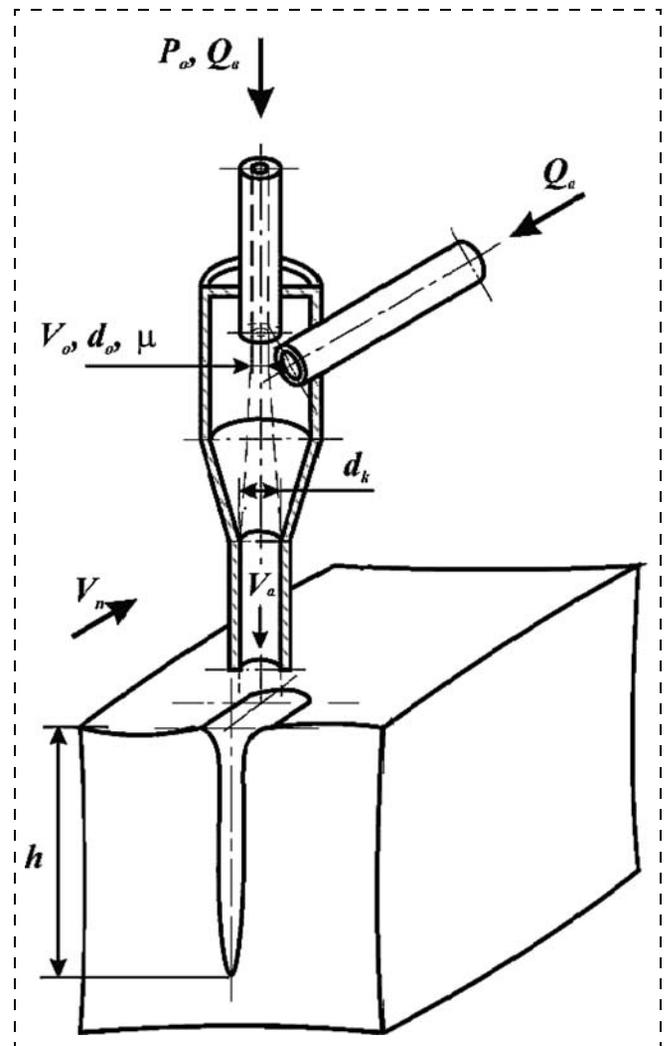


Рис. 1. Основные факторы, определяющие процесс гидроабразивного резания (нарезания щелей глубиной h):

P_0 — давление воды, Па; Q_w — массовый расход воды, кг/м³; Q_a — массовый расход абразива, кг/м³; v_0 — скорость воды на выходе из струеформирующей насадки, м/с; d_0 — диаметр струеформирующей насадки, м; μ — коэффициент расхода струеформирующей насадки; d_k — диаметр отверстия коллиматора, м; v_a — скорость гидроабразивной струи на выходе из инструмента, м/с; v_n — скорость перемещения гидроабразивного инструмента над поверхностью обрабатываемого материала, м/с; h — глубина нарезаемой щели, м

Для коэффициента обрабатываемости k , характеризующего индивидуальную сопротивляемость конкретного материала по отношению к нагрузке, оказываемой на него гидроабразивной струей, и зависящего от прочностных свойств разрушаемого материала, получена [3] зависимость от сопротивления одноосному сжатию $\sigma_{сж}$:

$$k = 3,626 \cdot 10^{-8} e^{-2,448 \cdot 10^{-8} \sigma_{сж}} \quad (2)$$

Поскольку коэффициент α практически не зависит от свойств разрушаемого материала и характеристик используемого абразива, то его можно рассматривать как постоянную величину для определенного типа материалов [1, 3]. Для хрупких материалов, т. е. материалов, для которых характерно хрупкое разрушение (например, горные породы), его значение равно 0,777 [3]. Проведенный анализ результатов резания различных материалов гидроабразивными струями позволил установить, что для пластичных материалов значение коэффициента α можно принять равным 0,85.

Коэффициент эффективности передачи количества движения в режущем инструменте β является индивидуальным для каждого инструмента и зависит от его конструктивного оформления, основных геометрических характеристик и качества изготовления. Поэтому подчеркнем, что зависимость (1) пригодна только для конкретного гидроабразивного инструмента. По своей физической сущности коэффициент β представляет собой оптимальное соотношение массового расхода Q_a к массовому расходу воды Q_b , при котором при заданном давлении воды P_0 и скорости перемещения гидроабразивной струи для данного инструмента достигается максимальная глубина нарезаемой щели h (при этом также отмечается минимальная удельная энергоемкость процесса резания E_0) [7, 8].

То есть

$$\beta = \left(\frac{Q_a}{Q_b} \right)_{opt} \quad (3)$$

Анализ экспериментальных данных [1] показывает, что в диапазоне значений соотношения массового расхода абразива к массовому расходу воды 0,1...0,3 (при которых наблюдается наиболее эффективный режим резания) глубина резания изменяется незначительно. Тогда, ограничив применимость совершенствуемого метода по показателю массового расхода абразива так, что $Q_a = (0,1...0,3)Q_b$, целесообразно исключить коэффициент β из вы-

ражения (1) для того, чтобы усовершенствованный метод был пригоден для использования любого гидроабразивного инструмента.

Для этого рассмотрим этап разработки метода, на котором в него вводится данный коэффициент [3]:

$$h = \frac{k Q_a v_a^2}{2 d_k v_{п}^{\alpha}}, \quad (4)$$

где v_a — скорость гидроабразивной струи на выходе из инструмента.

$$v_a = \frac{\beta Q_b v_0}{Q_a + \beta Q_b}, \quad (5)$$

где v_0 — скорость истечения воды из струеформирующей насадки, которая определяется по следующей формуле [5]:

$$v_0 = \mu \sqrt{\frac{2 P_0}{\rho}}. \quad (6)$$

Подставив (3) в (5), получим

$$v_a = \frac{\frac{Q_a}{Q_b} Q_b v_0}{Q_a + \frac{Q_a}{Q_b} Q_b} = \frac{Q_a v_0}{Q_a + Q_a} = \frac{v_0}{2}. \quad (7)$$

После подстановки (7) в (4) выражение для определения глубины щели примет вид

$$h = \frac{k Q_a v_0^2}{8 d_k v_{п}^{\alpha}} = \frac{k \mu^2 Q_a P_0}{4 \rho d_k v_{п}^{\alpha}}. \quad (8)$$

Далее введем коэффициент k_{ϕ} , учитывающий влияние угла резания ϕ на эффективность разрушения.

Согласно [9] для хрупких и пластичных материалов влияние угла резания на эффективность разрушения имеет различные функциональные зависимости $f(\phi)$, которые показаны на рис. 2 и 3. Они практически идентичны для всех материалов, относящихся к одной из групп, т. е. индивидуальные характеристики материала не имеют значения применительно к эффективности разрушения, решающим фактором является принадлежность разрушаемого материала к одной из двух групп. Тогда коэффициент можно определить как математическое выражение $k_{\phi} = f(\phi)$ одной из указанных функций в зависимости от типа материала. Его значение варьируется от 0 (для углов, при которых разрушения не происходит) до 1 (для углов,

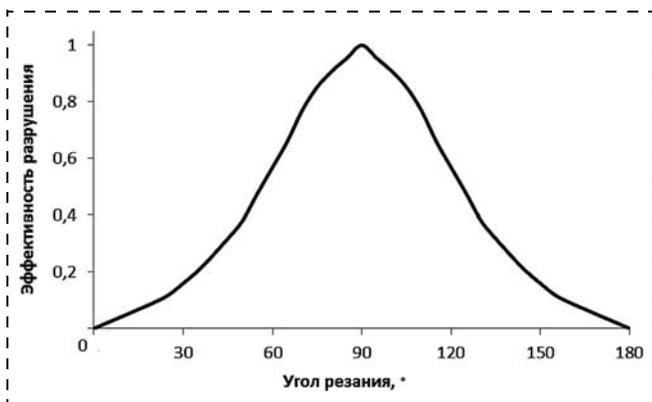


Рис. 2. Зависимость эффективности процесса разрушения материала гидроабразивным инструментом от угла резания для хрупких материалов

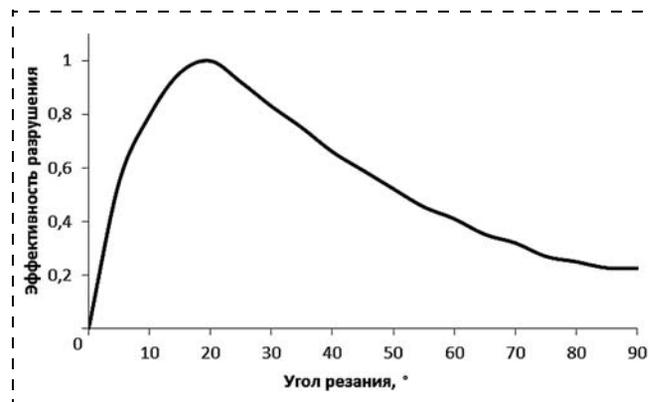


Рис. 3. Зависимость эффективности процесса разрушения материала гидроабразивным инструментом от угла резания для пластичных материалов

при которых имеет место наиболее эффективное разрушение).

Аппроксимация кривых, изображенных на рис. 2 и 3, выполнялась с применением программы SigmaPlot. Данная программа позволяет вручную подбирать функции для графиков, сопоставляя их внешний вид с обширной базой самой программы, и далее в автоматическом режиме выдает значения инвариантных параметров, входящих в математическое выражение функции, и основные статистические выкладки, позволяющие оценить адекватность полученных результатов исходным данным [10]. Для каждого из графиков (см. рис. 2 и 3) было выбрано по несколько функций, имеющих внешне схожие графические изображения. Результаты аппроксимации кривых (см. рис. 2 и 3) приведены в табл. 1 и 2 соответственно. В указанных таблицах a, b, c и d — коэффициенты; φ_0 — значение по оси абсцисс, соответствующее экстремуму функции; φ — значение угла резания, °.

Следует отметить, что рис. 2 отражает эффективность резания в диапазоне от 0 до 180°, а рис. 3 — от 0 до 90°. Это связано с особенностями программы SigmaPlot. На рис. 2 экстремум функции приходится на точку (90; 1). В случае если программе было предложено аппроксимировать функцию (см. рис. 2) в диапазоне значений от 0 до 90°, программа рассматривала бы функцию как непрерывно возрастающую, что привело бы к некорректным результатам. В случае с рис. 3 его рассмотрение в диапазоне от 0 до 180° нецелесообразно ввиду усложнения внешнего вида графика функции (и следовательно, матема-

тической формулы, описывающей функцию) без выигрыша в точности или информативности.

Из табл. 1 в качестве функции, определяющей коэффициент k_φ , учитывающий влияние угла резания на эффективность разрушения хрупких материалов, выбираем функцию с наибольшими значениями индексов корреляции R и детерминации R^2 :

$$k_\varphi = 0,99 \exp\left(-0,5 \left| \frac{\varphi - 90}{28,4} \right|^{1,77}\right), \quad (9)$$

где φ — значение угла резания, °.

Аналогичный анализ табл. 2 показывает, что коэффициент, учитывающий угол резания пластичных материалов гидроабразивным инструментом, определяется следующей формулой:

$$k_\varphi = \frac{8473 \sin\left(\frac{2\pi\varphi}{427566} + 4,29 \cdot 10^{-6}\right)}{\exp\left(\frac{\varphi}{20,5}\right)}. \quad (10)$$

Таблица 1

Результаты аппроксимации функции, изображенной на рис. 2

Функция	Значения инвариантных параметров функции	Критерий Фишера F	Индекс корреляции R	Индекс детерминации R^2
$f(\varphi) = a \sin\left(\frac{2\pi\varphi}{b} + c\right)$	$a = 0,77$ $b = 309,8$ $c = -0,25$	102,8	0,9264	0,8581
$f(\varphi) = a \exp\left(-0,5 \left \frac{\varphi - \varphi_0}{b} \right ^c\right)$	$a = 0,99$ $b = 28,4$ $c = 1,77$ $\varphi_0 = 90$	14693	0,9996	0,9993
$f(\varphi) = \frac{a}{\left(1 + \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{b}\right)^2\right)}$	$a = 1,04$ $b = 29,4$ $\varphi_0 = 90$	587,6	0,9858	0,9719

Результаты аппроксимации функции, изображенной на рис. 3

Функция	Значения инвариантных параметров функции	Критерий Фишера F	Индекс корреляции R	Индекс детерминации R^2
$f(\varphi) = \frac{a}{1 + \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{b}\right)^2}$	$a = 0,93$ $b = 26,3$ $\varphi_0 = 26,2$	17,6	0,8823	0,7785
$f(\varphi) = a \exp\left(-0,5 \left \frac{\varphi - \varphi_0}{b}\right ^c\right)$	$a = 1,02$ $b = 17,6$ $c = 1$ $\varphi_0 = 24,2$	16,96	0,8788	0,7723
$f(\varphi) = \frac{a \sin\left(\frac{2\pi\varphi}{b} + c\right)}{\exp\left(\frac{\varphi}{d}\right)}$	$a = 8473$ $b = 427566$ $c = 4,29 \cdot 10^{-6}$ $d = 20,5$	240,4	0,9898	0,9796

Из уравнения (10) без существенной потери его точности можно исключить число $4,29 \cdot 10^{-6}$, соответствующее в табл. 2 коэффициенту c . Проведя еще ряд простых математических преобразований, получим

$$k_\varphi = 8473 \sin\left(\frac{\varphi}{68049}\right) \exp\left(\frac{-\varphi}{20,5}\right). \quad (11)$$

На основании работы [11] введем коэффициент, учитывающий способ подачи абразива, $k_{\text{сна}}$. Отметим, что для метода регулирования расхода абразива дроссельными шайбами он равен 1, для методов регулирования изменением разрежения в смесительной камере (инжекционный метод) и изменением избыточного давления (метод подпора) — 1,1.

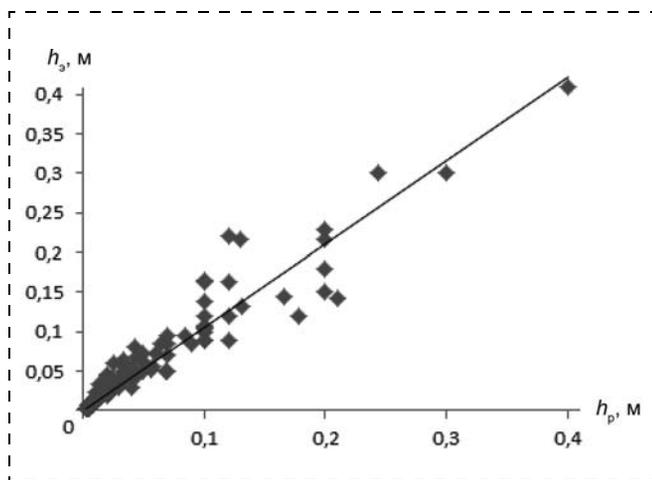


Рис. 4. Сопоставление расчетных h_p и экспериментальных h_3 значений глубины резания

С учетом изложенного выше окончательно получим выражение для определения глубины резания

$$h = \frac{k_\mu^2 Q_a P_0}{4\rho d_k v_\pi^\alpha} k_{\text{сна}} k_\varphi. \quad (12)$$

В целях проверки точности результатов, получаемых при использовании уравнения (12), и оценки адекватности метода фактическим показателям гидроабразивного резания материалов проведено сопоставление с ними экспериментальных значений глубины нарезаемой щели, полученных при резании мрамора, известняка, гранита и песчаника [3] (рис. 4).

Предел прочности одноосному сжатию этих материалов составляет соответственно 27,2, 90,1, 115,5 и 4,6 МПа. Эксперименты проводились при давлении воды 50, 100, 150 МПа; диаметре коллиматора 3,5, 5,5 и 7,5 мм; скорости перемещения гидроабразивного инструмента над поверхностью обрабатываемого материала от 0,7 до $7 \cdot 10^{-3}$ м/с и массовом расходе абразива от 5 до 30 кг/с. Коэффициент расхода насадки равнялся 0,75. Сопоставление расчетных данных, полученных по формуле (12), с результатами экспериментов дает удовлетворительную сходимость — коэффициент корреляции равен 0,95.

Таким образом, усовершенствованный метод расчета глубины резания различных материалов, в том числе и горных пород, основанный на формуле (12), в отличие от исходного метода [3] распространяется на все типы инструментов и учитывает влияние способа подачи абразива, угла резания струи и тип материала (хрупкий или пластичный).

Список литературы

1. **Гидроабразивное** резание горных пород / В. А. Бреннер, А. Б. Жабин, А. Е. Пушкарев, М. М. Щеголевский. М.: Изд-во МГГУ, 2003. 279 с.
2. **Prediction** of abrasive jet cutting efficiency and quality / Н. Blickwedel, N. S. Guo, H. Haferkamp and H. Louis: Proceedings of the 10th International symposium of jet cutting technology, Amsterdam. October, 1990. P. 163—179.
3. **Ерухимович Ю. Э.** Математическое моделирование и совершенствование метода расчета процесса резания горных пород гидроабразивным инструментом: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Тула, 1999. 17 с.

4. **Hessling M.** Recent examination to the effects of the abrasive material, operating parameters and rock properties on the depth of cut obtainable with abrasive high pressure water jets when cutting rock: 9th international symposium on jet cutting technology, Sendai, Japan, October, 1988, paper G3, P. 357—376.

5. **Баурта Т. М.** Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1973. 697 с.

6. **Zeng J., Kim T. J.** Parameter prediction and cost analysis in abrasive waterjet cutting operations: 7th American water jet conference, Seattle, Washington. August, 1993. P. 175—189.

7. **Chalmers E. J.** Effect of parameter selection on abrasive waterjet performance: 6th American water jet conference, Houston, Texas, August, 1991. P. 345—354.

8. **Laurinat A., Louis H., Meier-Wiechert G.** A model for milling with abrasive water jets: 7th American water jet conference, Seattle, Washington. August, 1993. P. 119—139.

9. **Эрозия** / Под ред. К. Прис. М.: Мир, 1982. 464 с.

10. **SigmaPlot** — Scientific data analysis and graphing software: [Электронный ресурс]. SigmaPlot Overview What can SigmaPlot do for you? URL: <http://www.sigmaplot.com/products/sigmaplot/sigmaplot-details.php>. (дата обращения 19.08.2014).

11. **Денисов А. С., Казанский М. А., Сазанов И. И.** Сравнение способов подачи абразива при гидроабразивном резании // Вестник МГТУ "Станкин". 2013. № 1 (24). С. 29—33.

A. B. Zhabin, Professor, e-mail: zhabin.tula@mail.ru,

E. A. Averin, Postgraduate Student, e-mail: evgeniy.averin.90@mail.ru,
Tula State University, Tula, Russia

Improvement of the Method for the Cut Depth Calculation when Cutting by Hydroabrasive Instrument

Analysis of the earlier got method of the rock cutting depth calculation that built on the energetic principle is done. By means of splitting of all the materials into two groups — fragile and plastic, — the application domain is widened. With paying attention to the classification for coefficients of the method are got theoretically justified constants and dependences. It will spare from expensive and laborious researches for its determination. Also new coefficients that consider the cutting angle's and the abrasive feed system's influences on the material's cutting efficiency are brought in.

Keywords: hydroabrasive, energetic principle, cutting depth, cutting angle, fragile and plastic materials

References

1. **Gidroabrazivnoe rezanie gornyh porod.** V. A. Brenner, A. B. Zhabin, A. E. Pushkarev, M. M. Shhegolevskij. М.: Izd-vo MGGU, 2003. 279 p.

2. **Prediction of abrasive jet cutting efficiency and quality** / H. Blickwedel, N. S. Guo, H. Haferkamp and H. Louis: *Proceedings of the 10th International symposium of jet cutting technology*, Amsterdam. October, 1990. P. 163—179.

3. **Eruhimovich Ju. Je.** Matematicheskoe modelirovanie i sovershenstvovanie metoda rascheta processa rezanija gornyh porod gidroabrazivnym instrumentom: Avtoref. diss. ... kand. tehn. nauk. Tula, 1999. 17 p.

4. **Hessling M.** Recent examination to the effects of the abrasive material, operating parameters and rock properties on the depth of cut obtainable with abrasive high pressure water jets when cutting rock: 9th international symposium on jet cutting technology, Sendai, Japan, October, 1988, paper G3, P. 357—376.

5. **Bashta T. M.** *Mashinostroitel'naja gidravlika*. М.: Mashinostroenie, 1973. 697 p.

6. **Zeng J., Kim T. J.** Parameter prediction and cost analysis in abrasive waterjet cutting operations: 7th American water jet conference, Seattle, Washington. August, 1993. P. 175—189.

7. **Chalmers E. J.** Effect of parameter selection on abrasive waterjet performance: 6th American water jet conference, Houston, Texas, August, 1991. P. 345—354.

8. **Laurinat A., Louis H., Meier-Wiechert G.** A model for milling with abrasive water jets: 7th American water jet conference, Seattle, Washington. August, 1993. P. 119—139.

9. **Erosion** / edited by Carolyn M. Preece. Bell Laboratories, Inc, Murray Hill, New Jersey, 1979. [*Jerozija* / Pod red. K. Pris. М.: Мир, 1982. 464 p.]

10. **SigmaPlot** — Scientific data analysis and graphing software: [Electronic source]. SigmaPlot Overview What can SigmaPlot do for you? URL: <http://www.sigmaplot.com/products/sigmaplot/sigmaplot-details.php>. (appeal date 19.08.2014).

11. **Denisov A. S., Kazanskij M. A., Sazanov I. I.** Sravnienie sposobov podachi abraziva pri gidroabrazivnom rezanii. *Vestnik MGTU "Stankin"*. 2013. N. 1 (24). P. 29—33.

Результаты теоретических исследований процесса резания горных пород импульсной струей воды высокого давления

Приведены результаты численных экспериментов процесса резания горных пород импульсной струей воды высокого давления. Их анализ и математическая обработка позволили рассчитать инкубационное время разрушения горных пород под действием гидроимпульсной струи и безразмерную скорость изменения глубины разрушения. Получены в безразмерных параметрах расчетные зависимости для определения глубины разрушения как при ударе отдельной струи, так и при многократном ударе отдельных струй в зависимости от физико-механических свойств горных пород и параметров гидроимпульсной струи. Показана адекватность разработанной математической модели реальному процессу резания.

Ключевые слова: результаты теоретических исследований, инкубационное время разрушения горных пород, зависимости для расчета глубины резания

Моделирование процесса разрушения породного массива импульсной струей воды [1] потребовало, как обычно это принято, некоторой идеализации, т. е. введения ряда предположений. Поэтому наиболее правильным в таком случае является сравнение результатов теоретических исследований, выполненных по модели, с закономерностями процесса разрушения пород, установленными экспериментально [2], и таким образом, определение адекватности этой модели реальному процессу.

В наших натуральных экспериментах (см., например [3]) показано, что наиболее эффективным гидроимпульсным инструментом, обеспечивающим прорезание щели наибольшей глубины, является инструмент (рис. 1), реализующий принцип внутреннего прерывания непрерывной струи воды при помощи цилиндрического наконечника. Поэтому было целесообразно сравнить результаты численных экспериментов с натурными результатами резания горных пород таким инструментом.

На основании этого к исследованию были приняты горные породы, физико-механические свойства которых приведены в табл. 1, а диапазоны изменения основных параметров и режимов разрушения — в табл. 2.

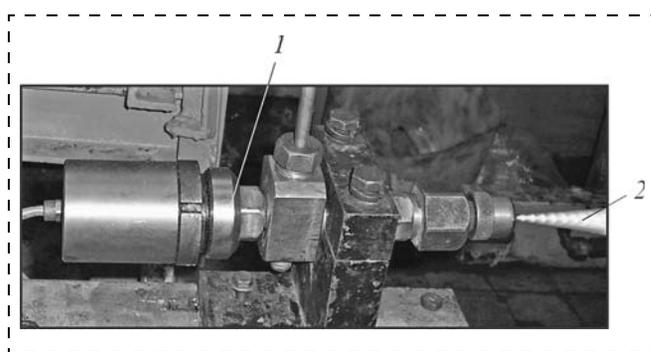


Рис. 1. Общий вид гидроимпульсного инструмента: 1 — гидроимпульсный инструмент; 2 — импульсная струя воды высокого давления

Таблица 1

Физико-механические свойства горных пород

Горная порода	Условный номер	Предел прочности на растяжение σ_p , МПа	Предел прочности на одноосное сжатие $\sigma_{сж}$, МПа	Плотность ρ_2 , г/см ³	Модуль Юнга $E \cdot 10^8$, Па	Коэффициент Пуассона ν
Песчаник	1	1,01 (10,6)	11,5 (12,8)	2,53 (12,4)	2,2	0,17
Песчано-глинистый сланец	2	1,80 (15,7)	12,75 (11,0)	1,88 (18,7)	2,8	0,3
Мрамор	3	1,95 (9,6)	27,3 (12,5)	2,85 (7,5)	4,0	0,28
Кристаллический сланец	4	2,99 (11,0)	33,5 (17,8)	2,91 (13,5)	4,8	0,3
Известняк	5	7,64 (8,2)	68,8 (9,6)	2,58 (9,8)	3,7	0,24
Песчаник	6	7,74 (13,9)	88,2 (15,3)	2,84 (17,3)	7,4	0,12
Гранит	7	5,02 (5,8)	115,5 (10,1)	2,75 (10,1)	6,5	0,23
Песчаник	8	13,96 (5,7)	159,1 (9,6)	2,77 (9,6)	5,7	0,17

Примечание. В скобках приведены значения коэффициентов вариации, %.

Таблица 2

Диапазоны изменения основных параметров и режимов разрушения

Наименование параметра	Диапазон изменения факторов
Частота пульсации скорости струи f_u , Гц	10...3000
Давление воды перед струеформирующей насадкой P_0 , Па	$(10...120) \cdot 10^{-6}$
Диаметр отверстия струеформирующей насадки d_0 , м	$(0,2...0,8) \cdot 10^{-3}$
Расстояние между срезом струеформирующей насадки и поверхностью обрабатываемого образца l_0 , м	$(10...200) \cdot 10^{-3}$
Скорость перемещения образца горной породы относительно струи v_p , м/с	$(1...110) \cdot 10^{-3}$

Таблица 3

Инкубационное время горных пород

Горная порода	Песчаник	Песчано-глинистый сланец	Мрамор	Кристаллический сланец	Известняк	Гранит
Инкубационное время t_* , мкс	2,442	2,208	2,488	2,413	3,169	2,583

На начальном этапе численных экспериментов, используя разработанную прикладную программу "WaterJetFracture" и опираясь на результаты экспериментальных исследований [2], была определена недостающая материальная константа принятых к исследованию горных пород, а именно инкубационное время t_* [1], значения которого представлены в табл. 3.

Для получения расчетной формулы глубины разрушения при ударе отдельной струи с использованием математической модели, реализованной в виде прикладной программы, были проведены численные эксперименты. Следует отметить, что при выполнении численных экспериментов с помощью программы "WaterJetFracture" для нахож-

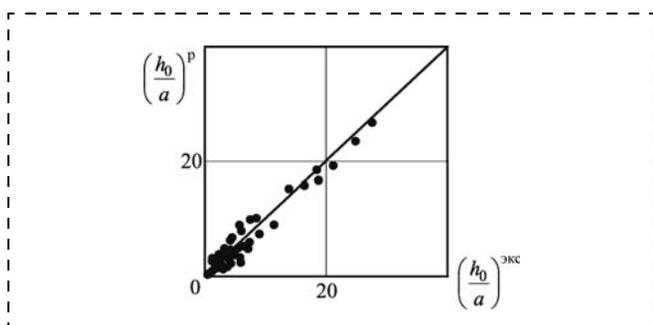


Рис. 2. Сопоставление расчетных $\left(\frac{h_0}{a}\right)^p$ и экспериментальных $\left(\frac{h_0}{a}\right)^{экс}$ значений глубины разрушения

дения оптимального числа конечных элементов и числа итераций по времени их число увеличивалось до тех пор, пока результаты расчетов переставали зависеть от их количества. В результате численных экспериментов было определено, что число шагов по времени (количество итераций) должно быть не менее 2550, а число конечных элементов — не менее 250. При этом в каждом конкретном варианте расчета были определены свои значения этих величин.

Статистическая обработка полученных теоретических значений глубины разрушения при ударе отдельной струи h_0 методом множественного нелинейного регрессионного анализа позволила получить следующую зависимость для ее определения:

$$\frac{h_0}{a} = 2,12 \cdot 10^{-7} \left(\frac{l}{10^4 a} \right)^{1,065} \left(\frac{g}{C} \right)^{1,29} \times \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} + v \right)^{-2,24} \left(\frac{\sigma_p}{E} + \frac{\sigma_{сж}}{E} \right)^{-3,12} \left(\frac{t_* C}{a} \right)^{10,11}, \quad (1)$$

где h_0 — глубина разрушения при ударе одной струи; a — поперечный размер струи; l — длина струи; g — модуль скорости струи; C — скорость звука (в горном массиве); ρ_1 и ρ_2 — плотность жидкости и горной породы соответственно; v — коэффициент Пуассона; E — модуль Юнга; σ_p и $\sigma_{сж}$ — пределы прочности горной породы на растяжение и сжатие соответственно; t_* — инкубационное время.

Следует отметить, что здесь множитель 10^4 в знаменателе первого члена формулы (1) введен для сближения порядка величины $\lambda = \frac{l}{a}$ (удлинение струи) с остальными величинами.

Индекс корреляции для выражения (1) составил 0,94, а критерий Фишера — 137,22. Критическое значение критерия Фишера при 5 %-ном уровне значимости составило 4,12 [4], что подтверждает адекватность полученной зависимости (1). Сопоставление данных численных экспериментов $\left(\frac{h_0}{a}\right)^{экс}$ с рассчитанными по формуле (1) значениями $\left(\frac{h_0}{a}\right)^p$ показано на рис. 2. Коэффициент вариации опытных данных относительно расчетных не превышает 20,8 %, что соответствует II классу точности классификационной шкалы горно-технологических показателей и расчетов [5] и указывает на достаточно хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных. Значения коэффици-

циентов в уравнении (1) выдерживают проверку на значимость по критерию Стьюдента [6].

Для определения недостающей константы α^* математической модели [1] процесса резания горных пород импульсной струей воды высокого давления используем результаты экспериментальных исследований влияния частоты пульсации струи f_u на глубину щели [3]. Установлено, что при использовании гидроимпульсного инструмента (см. рис. 1)

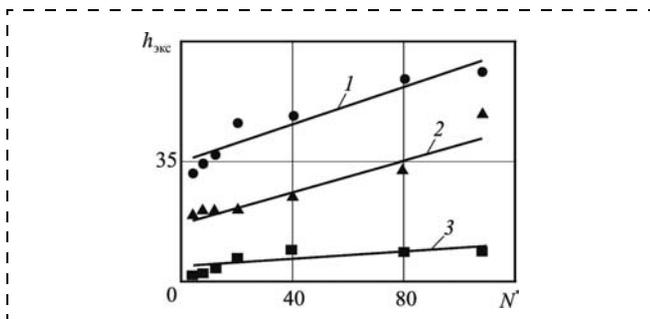


Рис. 3. Зависимость глубины резания (щели) $h_{\text{экс}}$, полученной экспериментально на стенде [3], от безразмерного числа ударов N^* при резании: 1 — песчано-глинистого сланца; 2 — мрамора; 3 — известняка

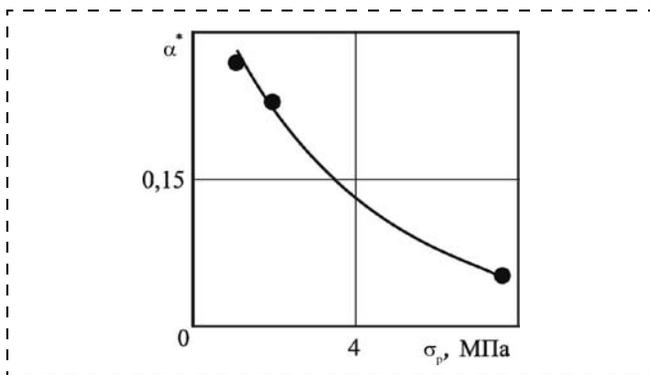


Рис. 4. Зависимость безразмерной скорости изменения глубины разрушения α^* от предела прочности горной породы на растяжение σ_p

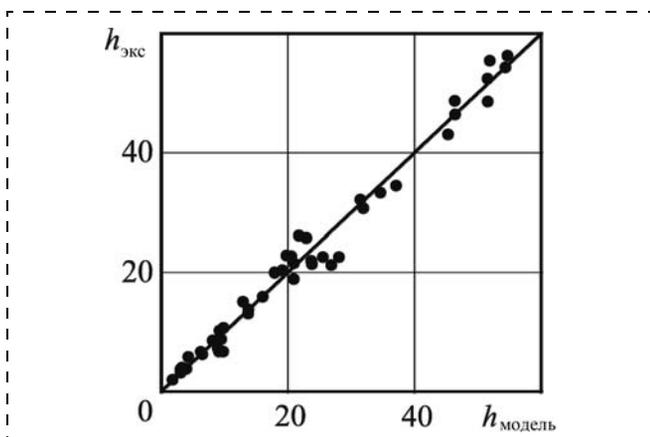


Рис. 5. Сопоставление экспериментальных $h_{\text{экс}}$ и расчетных $h_{\text{модель}}$ значений глубины щели

глубина прорезаемой щели увеличивается до частоты пульсации, равной 450 Гц. Поэтому для определения безразмерной скорости изменения глубины разрушения α^* экспериментальные данные были нанесены на график в новых координатах, т. е. $h_{\text{экс}} = f\left(\frac{f_u a}{v_{\text{п}}}\right) = f(N^*)$. Результаты этих преоб-

разований приведены на рис. 3. Видно, что экспериментальные данные могут быть аппроксимированы линейными зависимостями вида $y = kx + b$, где k — угловой коэффициент прямой; b — отрезок, отсекаемый прямой на оси $Oh_{\text{экс}}$. При этом угловой коэффициент прямой k представляет собой искомое значение безразмерной скорости изменения глубины разрушения α^* .

Математическая обработка данных (см. рис. 3) позволила получить значения безразмерной скорости изменения глубины разрушения α^* . Так, для песчано-глинистого сланца (прямая 1) $\alpha^* = 0,27$, для мрамора (прямая 2) $\alpha^* = 0,23$ и для известняка (прямая 3) $\alpha^* = 0,054$.

При этом зависимость безразмерной скорости изменения глубины разрушения α^* от предела прочности горной породы на растяжение σ_p имеет явно выраженный экспоненциальный характер (рис. 4). Аппроксимация полученных значений α^* позволила установить ее зависимость от предела прочности на растяжение в следующем виде:

$$\alpha^* = 0,362 \exp(-0,248 \sigma_p). \quad (2)$$

Индекс корреляции для зависимости (2) составляет 0,99. Коэффициент вариации опытных данных относительно расчетных по формуле (2) составил 0,5 %, что указывает на достаточную сходимость расчетных и экспериментальных данных. Значения коэффициентов в уравнении (2) выдерживают проверку на значимость по критерию Стьюдента [6].

Таким образом, расчетное выражение для определения глубины разрушения от действия многократных ударов импульсной струи воды будет иметь вид

$$h = 2,12 \cdot 10^{-7} \alpha^* \left(\frac{l}{10^4 a}\right)^{1,065} \left(\frac{g}{C}\right)^{1,29} \times \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} + v\right)^{-2,24} \left(\frac{\sigma_p}{E} + \frac{\sigma_{\text{сж}}}{E}\right)^{-3,12} \left(\frac{t_* C}{a}\right)^{10,11} \frac{f_u a^2}{v_{\text{п}}}. \quad (3)$$

В целях оценки адекватности разработанной математической модели фактическим результатам, полученным при гидроимпульсном резании горных пород, проведено сопоставление экспериментальных значений глубины нарезаемой щели с рассчитанными значениями по уравнению (3) математической модели. Результаты сравнения представим в виде графика (рис. 5). Как видно, получена удовлетворительная сходимость экспериментальных и расчетных значений глубины разрушения. Коэффициент корреляции для всей серии опытов составил 0,98, а коэффициент вариации — 13,4 %.

Таким образом, анализ сопоставления результатов теоретических и экспериментальных исследований свидетельствует о том, что разработанная математическая модель [1] адекватно описывает процесс и раскрывает механизм разрушения горных пород импульсной струей воды высокого давления, а формулы (1)—(3) могут быть использованы для практических расчетов.

1. **Жабин А. Б., Поляков А. В.** Математическая модель процесса резания горных пород импульсной струей воды высокого давления // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 2. С. 7—11.
2. **Бреннер В. А., Жабин А. Б., Щеголевский М. М.** и др. Совершенствование гидроструйных технологий в горном производстве. М.: Изд-во "Горная книга": Изд-во МГГУ, 2010. 337 с.
3. **Разработка** рабочего инструмента и исполнительных органов горно-проходческого оборудования на базе гидроструйных технологий, обеспечивающих санитарно-гигиенические условия труда и повышающих эффективность и безопасность производства горных работ: Отчет о НИР по 4 этапу (промежуточ.): П1120 / Министерство образования и науки РФ; рук. Поляков А. В.; исп.: Жабин А. Б. и др. Тула, 2011. 123 с.
4. **Линник Ю. В.** Метод наименьших квадратов и основы теории обработки наблюдений. М.: Физматгиз, 1962. 387 с.
5. **Барон Л. И.** Горно-техническое породоведение. М.: Наука, 1977. 323 с.
6. **Леман Э.** Проверка статистических гипотез. М.: Мир, 1975. 450 с.

A. B. Zhabin, Professor, e-mail: zhabin.tula@mail.ru,

A. V. Polyakov, Head of Laboratory, e-mail: Polyakoff-an@mail.ru, Tula State University, Tula, Russia

Results of Theoretical Researches of Process of Cutting Rocks by Interrupted High Pressure Water Jet

The developed mathematical model process of cutting rocks by a pulse high pressure water jet is in detail submitted in our previous publications. Thus the mathematical modeling of considered process, has required its some idealization, that is introduction of a number of the assumptions. Therefore most correct in such case is the comparison of results of theoretical researches executed on model, with laws of process of destruction of breeds established experimentally, and thus estimation of adequacy to this model to real process.

To research the hydropulse realizing principle of mechanical internal interruption of a continuous water jet was accepted through a cylindrical tip, and also results of experimental researches process of cutting rocks by such tool.

The theoretical researches as numerical experiments were executed through the applied settlement program "WaterJetFracture".

The executed accounts have allowed to determine a material constant of rocks, accepted to research, namely up to destruction time. The statistical processing results of researches has allowed to receive settlement dependences for definition of depth of destruction at impact of a separate jet, and also at action of repeated impacts separate jets. Besides the dependences for account up to destruction time and dimensionless speed of change of depth of destruction are received.

The comparison of results theoretical and experimental data is executed which testifies that the developed mathematical model adequately describes process and opens the mechanism of destruction rocks by pulse high pressure water jet, and the received settlement formulas and applied program "WaterJetFracture" can be used for practical accounts.

Keywords: cutting rocks by a pulse high pressure water jet, results of theoretical researches, settlement dependence for definition up to destruction time of rocks, settlement dependence for definition dimensionless speed change depth of destruction, dependences for account of depth of cutting

References

1. **Zhabin A. B., Poljakov A. V.** Matematicheskaja model' processa rezanija gornyh porod impul'snoj struej vody vysokogo davlenija. *Gornoe oborudovanie i elektromehaniika*. 2014. N. 2. P. 7—11.
2. **Brenner V. A., Zhabin A. B., Shhegolevskij M. M.** i dr. *Sovershenstvovanie gidrostrujnyh tehnologij v gornom proizvodstve*. M.: Izd-vo Gornaja kniga: Izd-vo MGGU, 2010. 337 p.
3. **Razrabotka** rabocheho instrumenta i ispolnitel'nyh organov gorno-prohodcheskogo oborudovanija na baze gidrostrujnyh tehnologij, obespechivajushhih sanitarno-gi-

gienicheskie uslovija truda i povyshajushhih jeffektivnost' i bezo-pasnost' proizvodstva gornyh rabot: Otchet o NIR po 4 jetapu (promezhutoch.): P1120. Ministerstvo obrazovanija i nauki RF; ruk. Poljakov A. V.; isp.: Zhabin A. B. i dr. Tula, 2011. 123 p.

4. **Linnik Ju. V.** *Metod naimen'shih kvadratov i osnovy teorii obrabotki nabljudenij*. M.: Fizmatgiz, 1962. 387 p.

5. **Baron L. I.** *Gorno-tehnicheskoe porodovedenie*. M.: Nauka, 1977. 323 p.

6. **Leman Je.** *Proverka statisticheskikh gipotez*. M.: Mir, 1975. 450 p.

УДК 622.2 + 624.13

М. С. Тургунбаев, канд. техн. наук, доц.,

Таласский государственный университет, Талас, Кыргызская Республика

E-mail: melis_turgunbaev@mail.ru

Особенности разрушения пород, содержащих каменистые включения

Приведены результаты исследований особенности разрушения породы, содержащей каменистое включение. Установлен характер изменения разрушения породы в зависимости от координаты действия режущего органа на каменистое включение. Определены особенности и геометрические характеристики прорези, получаемой при разрушении породы с каменистым включением. Получены аналитические выражения для определения объема разрушенной породы в зависимости от координаты действия режущего органа на каменистое включение. Определены работы, затрачиваемые на разрушения породы, содержащей каменистое включение, пути снижения энергоемкости процесса разрушения породы с учетом изменения координаты действия режущего органа на каменистое включение. Обозначены пути и направления совершенствования конструкции режущего органа ковша землеройной машины.

Ключевые слова: прорезь разрушения, граничные значения глубины залегания каменистой частицы, выкатывание каменистой частицы, вдавливание каменистой частицы, объем разрушенной породы, работа и энергоемкость разрушения, пути снижения энергоемкости, модернизация конструкции рабочего органа

Кыргызстан достаточно богат природными ресурсами. На территории Республики выявлено несколько тысяч месторождений более 100 видов различных горючих, рудных и нерудных полезных ископаемых. По официальным данным, на 1 ноября 2012 г. запасы золота учтены по 60 месторождениям в объеме 448 т, в том числе по 36 коренным месторождениям объем запасов составляет 443 т, по 24 месторождениям россыпного золота — 5 т. Имеются месторождения олова (208 тыс. т), вольфрама (144 тыс. т), редкоземельных металлов (51 тыс. т), алюминия (349 млн т), угля (1,3 млрд т, предварительно оцененные — еще около 2,0 млрд т), сурьмы (157,5 тыс. т), ртути (40 тыс. т) и молибдена (2358 т).

Разведаны сотни месторождений строительных материалов. На их базе работают три цементных завода проектной мощностью 1 млн т/год (Кантский комбинат), 300 тыс. т (ОсОО "Технолин") и 70 тыс. т (Курментинский завод), десятки кирпичных заводов и карьеров по добыче песчано-гравийной смеси, песков, суглинков и глин, известняков, гипса. Сырьевая база стройматериалов обеспечивает потребности Республики на длительное время.

Поэтому горно-добывающая отрасль Кыргызстана является одной из самых привлекательных сфер для иностранных инвесторов. Крупным инвестором Кыргызстана является Канада с вложением 48 % ("Кумтор"), инвестиции вкладывают Китай — 14 %, Великобритания — 7 %, Германия и Казах-

стан — по 5 %, Россия и Швейцария — по 4 %, США — 3 % и др. В целом в рамках Национальной стратегии в горно-добывающей отрасли Кыргызстана в 2013—2017 гг. планируется реализовать 16 проектов стоимостью 3 млрд 130 млн долл. [1, 2].

Примерами открытой разработки в Кыргызстане являются крупные карьеры на месторождениях золота "Кумтор" и каменного угля "Кара-Кече", где широко используются одноковшовые экскаваторы.

В условиях горных и предгорных областей месторождений Кыргызстана встречаются *каменистые почвы*, они представлены и на равнинных территориях. Это группа почв, т. е. грунтов, содержащих значительное количество каменных включений (более 5 % от массы). В процессе работы землеройных машин важной технологической операцией является разрушение горных пород, т. е. отрыв от массива и забор глинистых пород в ковш экскаватора, которые содержат каменные включения, значительно затрудняющие данный процесс. Поэтому исследование закономерностей разрушения пород с каменными включениями в целях *модернизации рабочих органов (ковшей) землеройных машин* для повышения эффективности разработки является *актуальной проблемой*.

Известно, что, когда режущий орган действует на каменное включение в точке, находящейся ниже центра тяжести на 0,75 его радиуса, последнее выкатывается из массива породы [3]. Установлено также, что геометрическая форма [4] и содержание каменных включений [5] в массиве породы носят вероятностный характер. В этих случаях при разработке пород, содержащих каменные включения, рабочий орган землеройной машины может воздействовать на различные точки, находящиеся от центра тяжести каменного включения. В работе [6] рассмотрены различные схемы взаимодействия рабочего органа с грунтом, содержащим валуны.

В целях выявления закономерностей разрушения пород, когда режущий орган действует на каменное включение в различных точках, *были проведены экспериментальные исследования на стенде* [7] при следующих параметрах разрушения: ширина $b = 0,08$ м, глубина $h = 0,2$ м, угол $\alpha = 30^\circ$, скорость $v = 0,085 \dots 0,1$ м/с. Моделью разрабатываемой горной породы является суглинок влажностью 9 %, содержащий *каменное включение шаровидной формы*, как частный случай эллипсоида, со средним радиусом $R_k = 0,0685$ м. На поверхности каменной частицы размечались точки, располо-

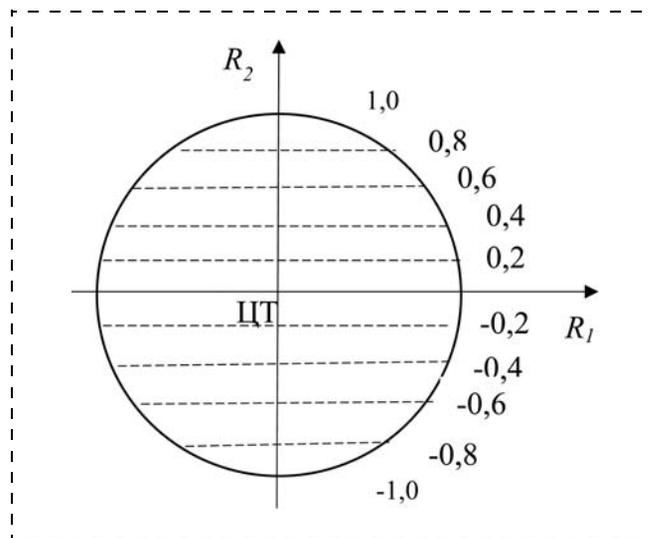


Рис. 1. Схема нанесения точек на поверхности каменной частицы для приложения силы разрушения породы:
 $R_k = (R_1 + R_2 + R_3)/3$, где R_1, R_2, R_3 — радиусы каменной частицы во взаимно-перпендикулярных направлениях

женные ниже (знак "-") и выше (знак "+") центра тяжести с определенным шагом для приложения силы разрушения (рис. 1). Прочность породы $C_o = 5 \dots 6$ ударов, оцениваемая *по числу ударов плотномером ДорНИИ*. Опыт повторялся 3 раза.

В ходе экспериментальных работ наблюдалось увеличение силы разрушения породы, где содержится каменная частица. Причем возрастание силы разрушения происходит на определенном отрезке пути режущего органа. По результатам эксперимента установлено, что:

- порода разрушается с выдвиганием каменной частицы из массива породы, когда режущий орган действует на каменное включение в интервале точек от -1 до $-0,75$ его радиуса (рис. 2);
- с поступательным передвижением каменной частицы и с последующим выкатыванием ее из массива породы, когда режущий элемент действует в интервале точек, находящиеся от центра тяжести на расстоянии $\pm 0,75$ радиуса каменной частицы (рис. 3);

- с вдавливанием каменной частицы вглубь массива породы, когда режущий элемент действует в интервале точек от $+0,75$ до $+1$ радиуса каменной частицы (рис. 4).

Опыты показали, что характерной особенностью разрушения породы с каменным включением является *образование прорези сложной геометрической формы*, изменяющейся в течение процесса, что свидетельствует о пространственной природе разрушения породы.

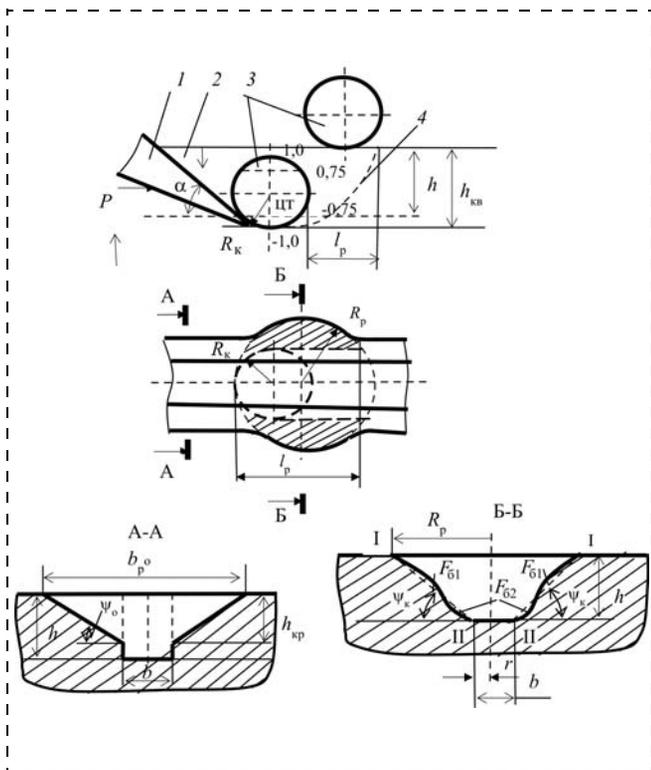


Рис. 2. Схема разрушения породы с выдвиганием каменной частицы из массива:
 1 — режущий орган; 2 — порода; 3 — каменное включение; 4 — поверхность разрушения; R_k — радиус каменной частицы; ЦТ — центр тяжести каменной частицы; h — глубина разработки породы; $h_{кр}$ — критическая глубина резания; $h_{кв}$ — глубина залегания каменной частицы; α — угол разрушения; P — сила разрушения; R_p — радиус прорези; l_p — путь каменной частицы в зоне разрушения; r — радиус на уровне глубины разрушения; b — ширина резания; b_p — ширина расширяющейся части; ψ — угол наклона боковой поверхности (индекс "о" соответствует однородной зоне; "к" — каменной)

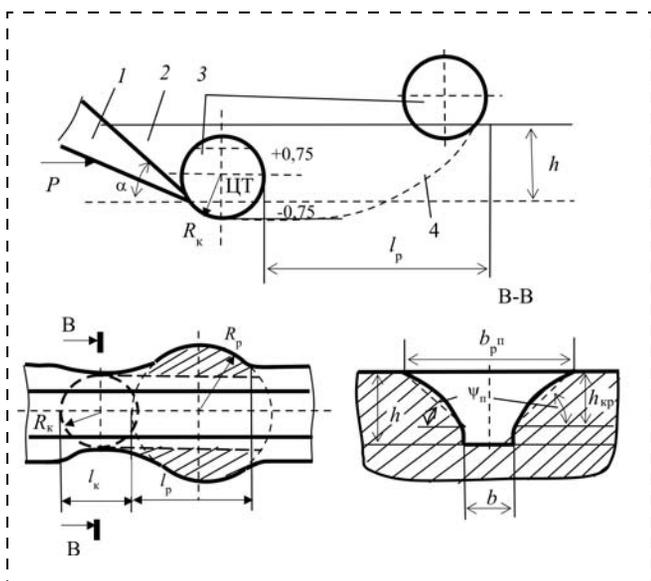


Рис. 3. Схема разрушения породы с комбинированным выдвиганием каменной частицы из массива:
 l_p — путь каменной частицы в переходной зоне; $h_{кр}$ — критическая глубина разрушения; ψ_n — угол наклона боковой поверхности

В процессе блокированного резания прорезь имеет ширину на поверхности массива существенно больше ширины ножа. Форма прорези однородной зоны и форма зоны, где содержится каменистая частица, отличаются друг от друга. Форма прорези разрушения однородной породы характеризуется [8] критической глубиной резания $h_{кр}$, углом наклона поверхности боковых разрушений ψ , шириной резания b и шириной расширяющейся части прорези b_p . Глубина резания $h = h_{кр} + l_6$, где l_6 — высота бокового среза прорези. Критическая глубина резания определяется с помощью коэффициента глубины резания $k_{кр}$, который определяется экспериментальным путем, $h_{кр} = k_{кр}h$.

По результатам опытов получены следующие геометрические характеристики прорези каменистой зоны: радиус расширяющейся части прорези R_p , радиус разрушения на уровне глубины разрушения r , протяженность зоны разрушения l_p , угол наклона поверхности боковых разрушений ψ_k , ширина разрушения b , длина участка вдавливания $l_{вд}$, глубина вдавливания $h_{вд}$ (см. рис. 2—4). Следует отметить, что характеристики каменистой зоны могут изменяться от физико-механических свойств породы, координаты действия режущего

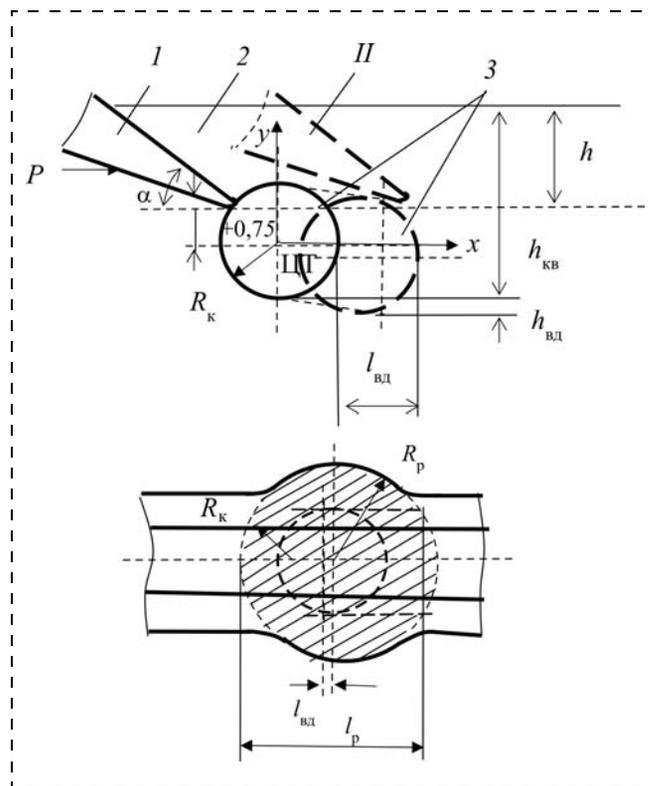


Рис. 4. Схема разрушения породы с вдавливанием каменной частицы вглубь породы:
 II — вдавливание каменной частицы; $l_{вд}$ — путь каменной частицы в зоне вдавливания; $h_{вд}$ — глубина вдавливания

органа на каменистое включение, геометрической формы каменистой частицы. На рис. 2–4 видно, что разрушение породы с каменистым включением происходит по прохождении пути l_p режущим органом. При этом затрачивается определенная работа A_p на разрушение породы, определяемая по формуле

$$A_p = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta P_{pi} \Delta l_{pi}, \quad (1)$$

где ΔP_{pi} — элементарная сила разрушения породы по участкам передвижения режущего органа; Δl_{pi} — элементарные пути движения режущего органа.

Геометрические формы и размеры прорези зоны, содержащей каменистую частицу, нарушаются под влиянием внешнего контура камня. Можно предположить, что под действием сферической (круглой) формы, которую в нашем случае имеет каменистая частица, боковые разрушения прорези могли бы иметь форму, близкую внешнему контуру каменной частицы, но по результатам опыта этого не наблюдается. Боковые поверхности имеют криволинейное очертание, но если провести плоскость через точки разрушения на расширяющейся части (точка I) и нижней части прорези (точка II, см. рис. 2, сечение Б–Б), то можно определить угол наклона поверхности бокового разрушения ψ_k . При этом можно принять, что площади поперечного сечения в расширяющейся и нижней частях прорези приблизительно одинаковы, т. е. $F_{61} \approx F_{62}$, где F_{61} — площадь поперечного сечения в расширяющейся части; F_{62} — площадь сечения в нижней части прорези. В этом случае в определении площади боковых разрушений не вносятся существенных изменений, так как F_{61} берется со знаком "–", а F_{62} — со знаком "+". Геометрические характеристики формы прорези по результатам экспериментальных работ приведены в таблице.

Форма прорези каменистой зоны в общем случае напоминает усеченный конус, расширяющейся к поверхности массива породы (рис. 5).

Следует отметить, что объем разрушенной породы состоит из объема усеченного конуса $V_{ук}$ и объема каменистого включения V_k , который изменяется от схемы разрушения. В ходе опытов наблюдалось появление уплотненного ядра из породы у каменистой частицы, причем форма и объем этого ядра получались больше, когда порода разрушается передвижением каменистой частицы с последующим выкатыванием каменистой частицы из массива породы. Это свидетельствует о накопле-

нии разной внутренней энергии для разрушения породы при разных схемах разрушения породы с каменистым включением:

$$\vartheta_{п} = \frac{A_p}{V_h}. \quad (2)$$

Объем разрушенной породы в зоне, где содержится каменистая частица, определяется по формуле

$$V_{п} = V_{ук} - k_p V_k, \quad (3)$$

где k_p — коэффициент, учитывающий долю объема каменистой частицы в зоне разрушения (см. таблицу).

Объем усеченного конуса определяется по формуле [9]

$$V_{ук} = \frac{\pi h}{3} (R_p^2 + R_p r + r^2). \quad (4)$$

Объем каменистой частицы определяется по формуле [9]

$$V_k = \frac{4}{3} \pi R_k^3. \quad (5)$$

Режим разрушения	k_p	R_p , м	r , м	l_p , м	$l_{вд}$, м	$h_{вд}$, м
Выкатывание	1...0,75	0,19	0,04	0,124	—	—
Комбинированное выкатывание	0,75...0,25	0,21	0,04	0,1443	—	—
Внедрение	0,25...0	0,21	0,04	0,12	0,005	0,01713

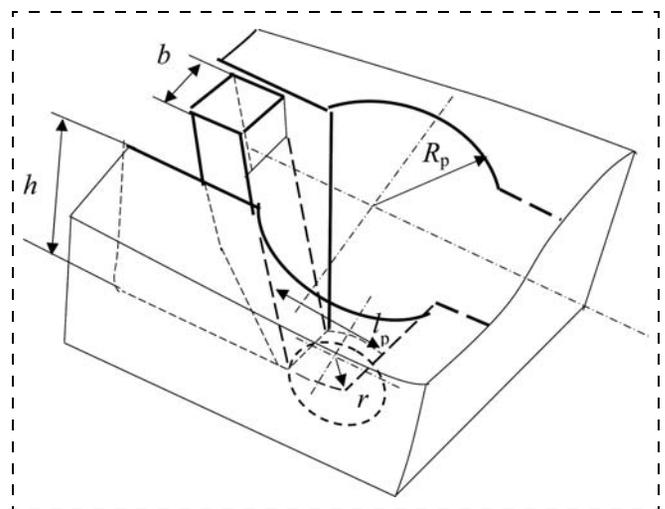


Рис. 5. Форма прорези каменистой зоны

Объем разрушенной породы в каменной зоне:

$$V_{\Pi} = \frac{\pi}{3} [h(R_p^2 + R_p r + r^2) - 4k_p R_k^3]. \quad (6)$$

Объем породы, находящейся на стороне дневной поверхности относительно плоскости резания, испытывает преимущественно сжатие и сдвиг, а объем породы, находящейся на противоположной стороне, — смятие под действием каменной частицы.

В случае когда порода разрушается с вдавливанием каменной частицы вглубь массива режущим органом, объем деформированной породы под каменной частицей $V_{вд}$ (пренебрегая длиной участка вдавливания из-за его малости) определяется по формуле [9]

$$V_{вд} = \pi h_{вд}^2 \left(R_k - \frac{h_{вд}}{3} \right). \quad (7)$$

Тогда объем разрушенной породы при вдавливании каменной частицы в массив режущим органом:

$$V_{\Pi} = V_{ук} - k_p V_{к} + V_{вд} = \frac{\pi}{3} [h(R_p^2 + R_p r + r^2) - 4k_p R_k^3 + h_{вд}^2 (3R_k - h_{вд})]. \quad (8)$$

Объем разрушенной породы при выкатывании каменной частицы составляет $0,008473544 \text{ м}^3$, в случае комбинированного выкатывания — $0,010652096 \text{ м}^3$, при разрушении породы с внедрением каменного включения — $0,01046342 \text{ м}^3$.

Увеличение объема деформируемой породы с внедрением каменной частицы связано с тем, что значительный объем каменной частицы находится ниже глубины разрушения, а также с появлением деформированного слоя породы под каме-

нистым включением (см. формулу (8)). На рис. 6 показано изменение силы, затраченной на разрушение породы с каменным включением, на отдельных участках выкатывается это включение из массива породы режущим органом. Суммарная работа, израсходованная на разрушение породы с выкатыванием каменной частицы, рассчитанная по формуле (1), составляет $413,8 \text{ Дж}$.

На рис. 7 приведено изменение силы разрушения с комбинированным выкатыванием каменной частицы из массива породы. Суммарная работа, израсходованная на разрушение породы, когда каменное включение постепенно выкатывается из массива, составляет $930,2 \text{ Дж}$.

На рис. 8 показано изменение силы разрушения, когда каменная частица вдавливается в массив породы режущим органом землеройной машины. Суммарная работа, израсходованная на разрушение породы, когда каменное включение вдавливается в массив, составляет $798,2 \text{ Дж}$.

В зависимости от координаты действия режущего органа на каменное включение расход энергии на разрушение породы с выкатыванием каменной частицы составляет $48834,3 \text{ Дж/м}^3$, с поступательным передвижением при разрушении — $87325,5 \text{ Дж/м}^3$, с вдавливанием в массив породы — $72259,2 \text{ Дж/м}^3$.

Таким образом, наименьшая энергоемкость затрачивается, когда режущий элемент действует в интервале точек, находящихся ниже центра тяжести каменной частицы на $-1 \dots -0,75$ ее радиуса. При этом каменная частица под действием режущего органа интенсивно выдвигается из массива породы. А когда режущий орган действует в диапазоне $\pm 0,75 R_k$ от центра тяжести каменной частицы, энергоемкость разрушения породы возрастает до максимума. Это связано с тем, что увеличивается

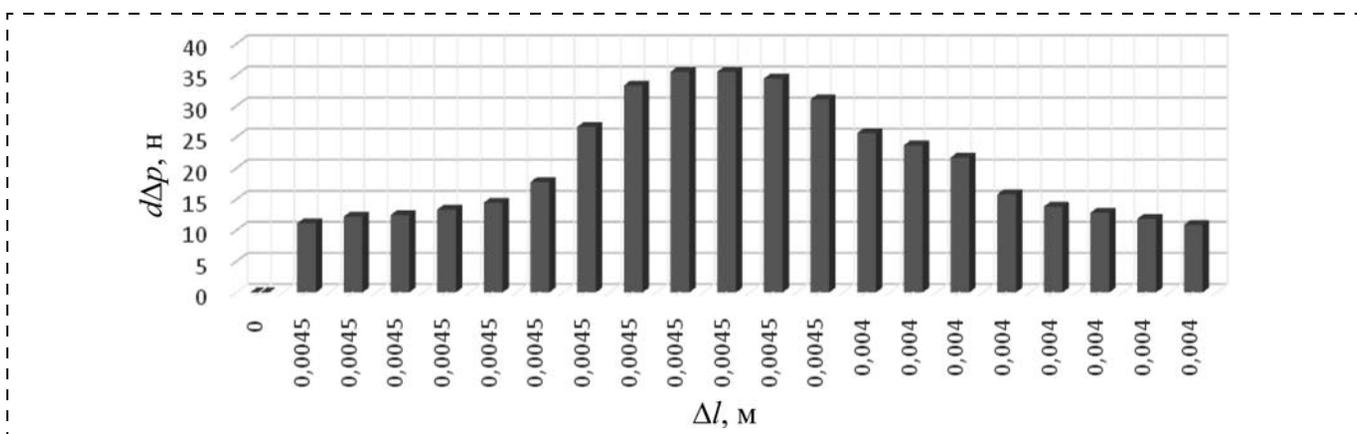


Рис. 6. Изменение силы разрушения породы с выкатыванием каменной частицы из массива

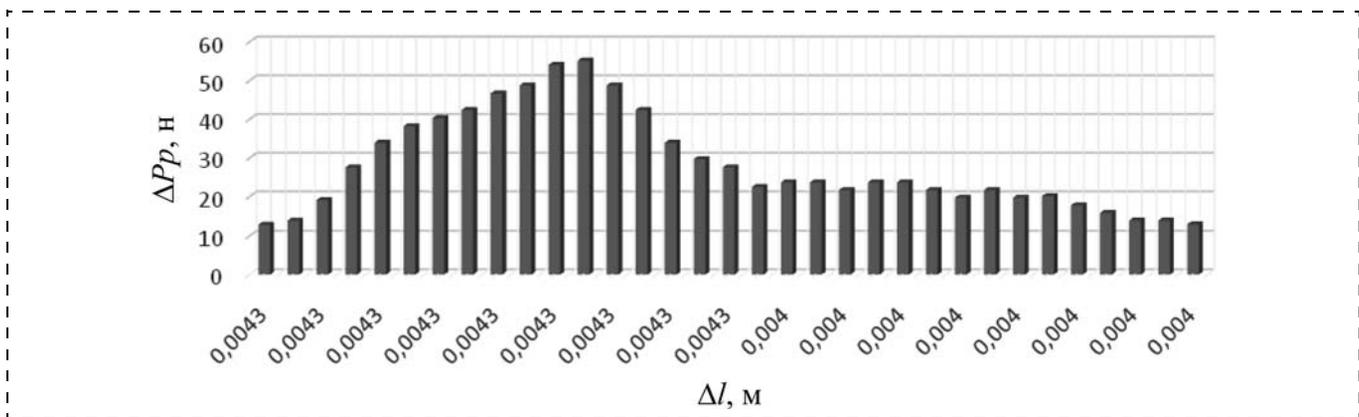


Рис. 7. Изменение силы разрушения породы с комбинированным выкатыванием каменной частицы

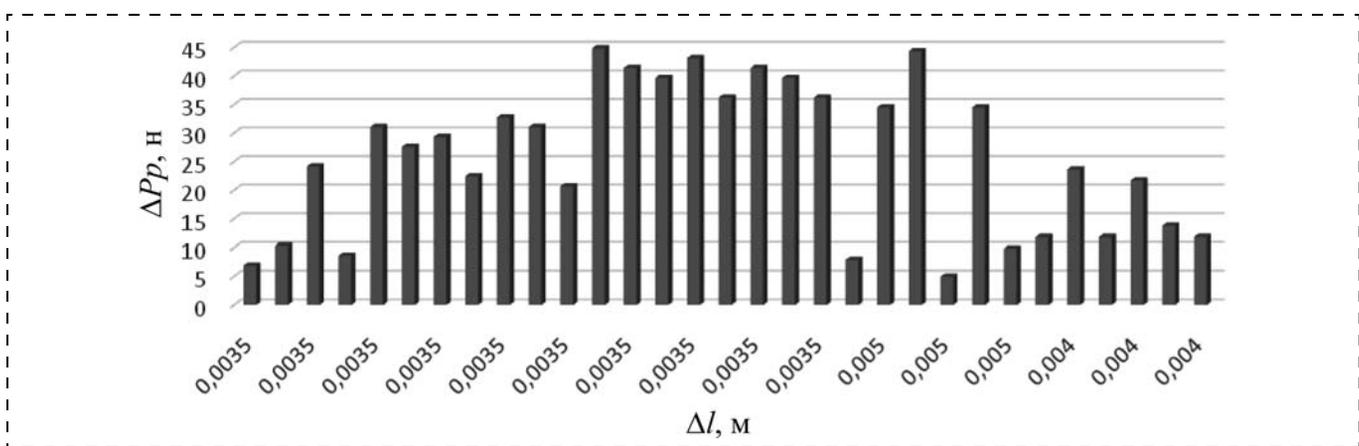


Рис. 8. Изменение силы разрушения с вдавливанием каменного включения в массив породы

путь движения режущего органа, возрастает накапливаемая энергия для разрушения породы. В случае когда режущий орган вдавливает каменную частицу вглубь массива породы, энергоёмкость разрушения незначительно уменьшается. Это связано с появлением дополнительного объема деформированной породы под каменным включением, а также с уменьшением доли объема каменного включения в зоне разрушения.

Анализ рассмотренных случаев позволяет сделать вывод, что путями снижения энергоёмкости разрушения породы, содержащей каменные включения, являются: применение режущего элемента переменной длины в целях изменения координаты приложения силы разрушения (ниже точки, расположенной от центра тяжести каменной частицы на $-0,75$ ее радиуса) и вдавливание каменной частицы вглубь породы на небольшую глубину с применением адаптируемого режущего элемента в целях обхода поверхности каменной частицы при вдавливании.

Таким образом, выявленные закономерности разрушения пород, содержащих каменные включения,

в зависимости от координаты действия режущего органа на каменное включение позволяют определить пути снижения энергоёмкости процесса разрушения с модернизацией конструкции рабочих органов землеройной машины.

Список литературы

1. **Национальная** стратегия устойчивого развития Кыргызской Республики на период 2013—2017 годы. Бишкек. Национальный совет по устойчивому развитию КР, 2013. 127 с.
2. **Алымбеков М.** Горно-добывающая отрасль Кыргызстана: проблемы и перспективы // ИАП "Кабар", 2014. URL: <http://www.kabar.kg/rus/kabar/full/44876>.
3. **Чеченков М. С.** Повышение эффективности использования землеройных машин при разработке моренных грунтов в стесненных условиях строительных площадок Кольского полуострова: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1975. 187 с.
4. **Тургунбаев М. С.** Исследование крупнообломочных включений грунтов // Известия КГТУ им. И. Раззакова. № 16. Бишкек: КГТУ им. И. Раззакова, 2009. С. 122—127.

5. Тургунбаев Ж. Ж., Тургунбаев М. С. Определение закономерностей распределения каменных включений в грунте // Известия КГТУ им. И. Раззакова. № 22. Бишкек: КГТУ им. И. Раззакова, 2011. С. 7—11.

6. Кравцов Э. А. Исследование процессов взаимодействия рабочего оборудования землеройных машин с каменными включениями // Тр. МАДИ. Вып. 175. М.: МАДИ, 1979. С. 15—19.

7. Тургунбаев М. С., Шамуратов К. Т. Стенд для исследования процесса резания грунтов: Пат. на полезную модель Кыргызской Республики 113 от 30.08.2010.

8. Ветров Ю. А., Баладинский В. Л., Баранников В. Ф., Кукса В. П. Разрушение прочных грунтов. Киев: Будивильник, 1973. С. 49—55.

9. Алиев И. И. Краткий справочник по математике. М.: Радиософт, 2006. С. 44—46.

M. S. Turgunbaev, Director of Technologic Institute, e-mail: melis_turgunbaev@mail.ru, Talas State University, Kyrgyz Republic

Specifics of Destructions Rocks Containing Stony Inclusions

The explanting large break round mountainous rock (ground with great stony ground) are characterized digging machine of importance of energy intensity dynamical at that time in sufficient mutilation of process destruction. The connection with that research legality of destruction ground with large break ground connection of work organ digging machine to imagine essential problems. At that article expounding results of research of process work organ digging machine of destructions of extractions of ground inclusions. While researching arrange character change of destruction extractions dependence with coordinates actions dittander organ of contents of stony inclusions. Derivable destruction rocks with stony inclusions determined specifics and geometric characteristic of cut. Are received analytical expressions for definition of bulk destruction of extractions at the dependence of coordinate's action of cut though organ at the stony inclusions. The definition of work spend of destruction extractions contents of stony inclusions, the way of reduction energy capacity of distraction with registration change coordinates action of cut though organ at the stony inclusions. The indicate ways of direction of improvement construction cut through organ bucket of digging machines.

Keywords: to cut though destruction, on the confines of depth surface of particle stony, pumped out particle of stony inclusions, crushed particle of stony inclusions, bulk of destruction of extractions, work destruction, energy capacity destruction, the way reducing energy intensity, upgrading construction of work organ

References

1. **Nacional'naja** strategija ustojchivogo razvitija Kyr-gyjskoj Respubliki na period 2013—2017 gody. Bishkek. Nacional'nyj sovet po ustojchivomu razvitiju KR, 2013. 127 p.

2. **Alymbekov M.** Gornodobyvajushhaja otrasl' Kyrgyzstana: problemy i perspektivy. IAC "Kabar", 2014. URL: <http://www.kabar.kg/rus/kabar/full/44876>.

3. **Chechenkov M. S.** Povyshenie jeffektivnosti ispol'zovaniya zemlerojnyh mashin pri razrabotke morennyh gruntov v stesnennyh uslovijah stroitel'nyh ploshhadok Kol'skogo poluostрова: Diss. ... kand. tehn. nauk. M., 1975. 187 p.

4. **Turgunbaev M. S.** Issledovanie krupnooblomochnyh vkljuchenij gruntov. *Izvestija KGTU im. I. Razzakova* N. 16. Bishkek: KGTU im. I. Razzakova, 2009. P. 122—127.

5. **Turgunbaev Zh. Zh., Turgunbaev M. S.** Opredelenie zakonornostej raspredelenija kamenistyh vkljuchenij v grunte. *Izvestija KGTU im. Razzakova* N. 22. Bishkek: KGTU im. I. Razzakova, 2011. P. 7—11.

6. **Kravcov Je. A.** Issledovanie processov vzaimodejstvija rabocheho oborudovaniya zemlerojnyh mashin s kamenistyimi vkljuchenijami. *Tr. MADI*. Vyp. 175. M.: MADI, 1979. P. 15—19.

7. **Turgunbaev M. S., Shamuratov K. T.** Stend dlja issledovaniya processa rezaniya gruntov. Patent na poleznuju model' Kyrgyzskoj Respubliki 113 от 30.08.2010.

8. **Vetrov Ju. A., Baladinskij V. L., Barannikov V. F., Kuksa V. P.** *Razrushenie prochnykh gruntov*. Kiev: Budivil'nik, 1973. P. 49—55.

9. **Aliev I. I.** *Kratkij spravocchnik po matematike*. M.: Radio-soft, 2006. P. 44—46.

Область применения и методика определения сил резания и подачи на резовом инструменте гидромеханических проходческих комбайнов

Приведена методика определения сил резания и подачи на резовом инструменте гидромеханической режущей коронки исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия. Предложена рациональная схема компоновки комбайна с гидромеханическим рабочим органом и определена область его применения.

Ключевые слова: гидромеханический способ разрушения, горная порода, проходческий комбайн, силы резания и подачи

В настоящее время в угольной промышленности России при проведении горных выработок используются в основном проходческие комбайны избирательного действия легкого (до 25 т) типа 1ГПКС ("КМЗ", Россия), АМ-50 ("Фест Альпине", Австрия) и среднего (до 45 т) типа КП21 и КП25 ("КМЗ", Россия), П110 ("НКМЗ", Украина), КСП-22 и КСП-42 ("ЯМЗ", Украина), АМ-65 и АМ-75 ("Фест Альпине", Австрия) и др. Эти комбайны эффективно работают при проведении горных выработок по углю с присечкой пород прочностью до 70...100 МПа и абразивностью до 15 мг.

Проводимые в России (ННЦ ГП—ИГД им. А. А. Скочинского совместно с ТулГУ и ПНИУИ) и за рубежом научные исследования показывают, что повышение производительности этих комбайнов без увеличения их массы и установленной электрической мощности, а также расширение их области применения на более прочные (до 120 МПа) и абразивные (до 20 мг) горные породы возможно путем использования в их конструкциях гидромеханических исполнительных органов [1].

Гидромеханический способ разрушения заключается в одновременном воздействии на разрушаемый массив высокоскоростной струей воды диаметром 0,5...3,0 мм, давлением до 70 МПа и более и механическим инструментом режущего или скалывающего типа. При этом различают щелевое и бесщелевое разрушение [1].

При щелевом способе струями воды в массиве нарезаются узкие щели глубиной $h_{щ}$, а образовавшиеся межщелевые целики угля или породы шириной, равной шагу резания t , скалываются механическим инструментом режущего или скалывающего действия (рис. 1, а). При этом разруше-

ние массива происходит за счет взаимодействия двух мощных концентраторов и источников напряжений: магистральной скалывающей трещины, возникающей в массиве у вершины резца, и зарубной щели, нарезаемой в массиве высокоскоростной струей воды, в результате чего образуются вертикальные трещины, развивающиеся навстречу друг другу.

При бесщелевом разрушении (см. рис. 1, б) высокоскоростная струя воды, воздействуя на разрушаемый массив, интенсифицирует процесс разрушения без нарушения сплошности массива, т. е. без образования опережающей щели. Эффективность бесщелевого способа разрушения обеспечивается за счет гидродинамического ослабления массива, а также за счет вымывания продуктов разрушения из зоны действия режущей кромки резца и уменьшения площади контакта его с разрушаемым массивом, что в целом способствует снижению усилий трения резца о породу. Так, при использовании струй воды давлением до 70 МПа и насадок струеформирующих устройств диаметром 0,4...0,6 мм усилие резания снижается на 30...40 %, что позволяет рекомендовать этот способ к реализации в гидромеханических исполнительных органах проходческих комбайнов для увеличения их производительности, либо расширения области применения на более прочные и абразивные породы без увеличения их габаритных размеров и массы.

Кроме того, применение гидромеханического способа разрушения горного массива в исполнительных органах горных машин обеспечивает резкое снижение пылеобразования в рудничной атмосфере (в отдельных случаях до ПДК), существенное снижение износа механического инструмента и иск-

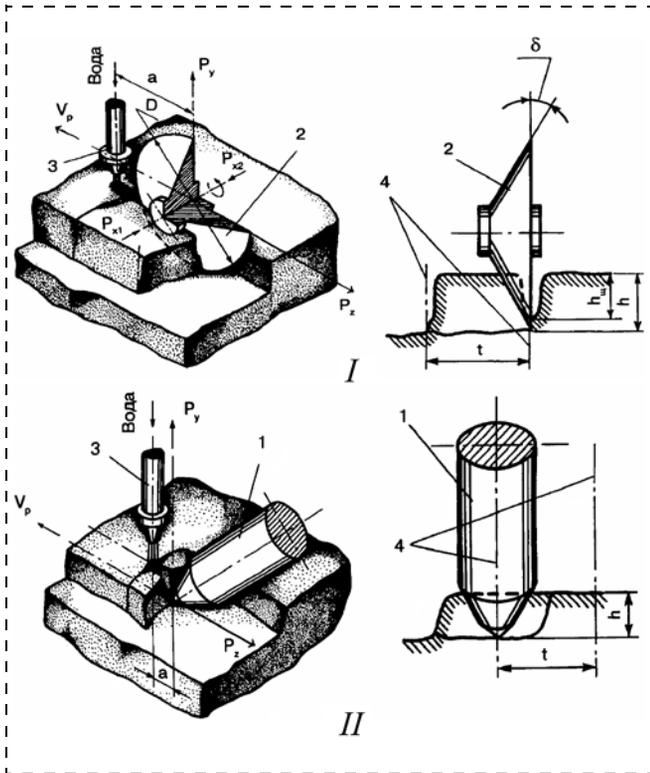


Рис. 1. Схемы гидромеханического разрушения угля и горных пород: *I* — струей воды и механическим инструментом скалывающего действия (дисковой шарошкой); *II* — струей воды и резовым инструментом; 1 — резец; 2 — дисковая шарошка; 3 — струеформирующее устройство; 4 — линии резания; P_z , P_y и P_x — усилия соответственно резания, подачи и боковое, действующие на механический инструмент; a — опережение струи воды; v_p — скорость резания; t — шаг резания; D и δ — соответственно диаметр и угол заострения клин-ового обода дисковой шарошки

лучение фрикционного искрения, во многих случаях являющегося причиной взрыва метана при ведении проходческих работ.

Гидромеханический способ разрушения с образованием опережающей щели (см. рис. 1, *a*) может быть успешно реализован в шнековых и барабанных исполнительных органах выемочных комбайнов, поскольку для нарезания щелей в углях любой

крепости и вязкости требуются струи воды давлением до 30...50 МПа.

Бесщелевой способ (см. рис. 1, *b*) эффективен при разрушении прочных пород и может быть реализован в исполнительных органах проходческих комбайнов. В ННЦ ГП—ИГД им. А. А. Скочинского совместно с фирмой "НИТЭП" разработаны различные схемы компоновки гидравлического оборудования на проходческом комбайне, отличающиеся, прежде всего, расположением источника высокого давления (преобразователя давления) [2].

Наиболее рациональной схемой компоновки комбайна с гидромеханическим рабочим органом следует считать схему с вынесенной приводной насосной станцией и встроенным в коронку преобразователем давления. В данной схеме основными элементами гидромеханического органа являются приводной насосный блок 1 (рис. 2), система водоподготовки (фильтр тонкой очистки 10 и подпиточный насос низкого давления 9), блок управления зонами 3, гидросъемник 4 и преобразователь давления 5, выполненный в виде блока мультипликаторов, встроенных в корпус коронки 6.

Подвод гидравлической мощности к блоку мультипликаторов осуществляется через гидросъемник и распределитель, установленные на выходном конце вала рабочего органа. Кроме того, в схеме предусмотрены гидрооборудование 2, водосъемник низкого давления 7 и дополнительное электрооборудование 8.

Ниже приводятся основные положения методики расчета, которая позволяет определить:

силы резания и подачи на резовом инструменте гидромеханической режущей коронки исполнительного органа проходческого комбайна;

рациональные режимные параметры разрушения горной породы резовым инструментом гидромеханической режущей коронки.

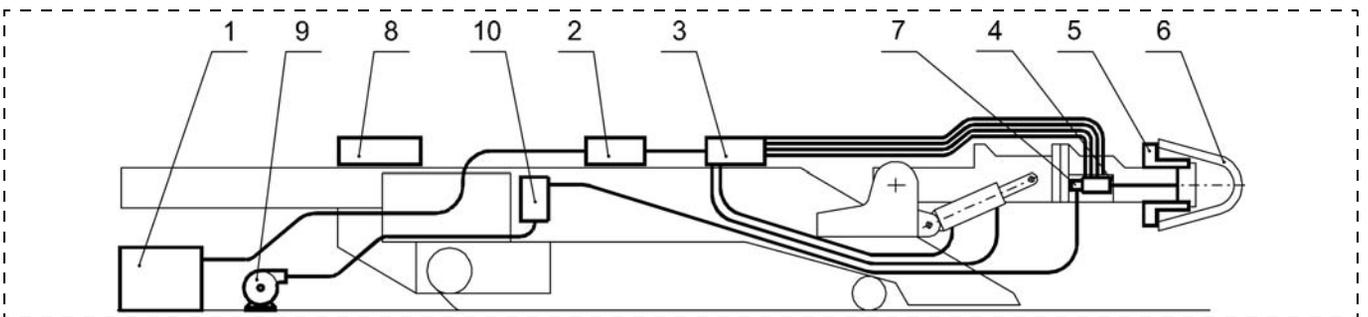


Рис. 2. Схема компоновки комбайна с гидромеханическим рабочим органом с встроенным преобразователем давления: 1 — приводная насосная станция; 2 — гидрооборудование; 3 — блок управления зонами; 4 — гидросъемник; 5 — преобразователь давления; 6 — коронка; 7 — водосъемник низкого давления; 8 — дополнительное электрооборудование; 9 — подпиточный насос; 10 — фильтр тонкой очистки

Методика разработана на основе результатов теоретических и экспериментальных исследований для линейной схемы гидромеханического разрушения горных пород поворотными резами типа РГ или РКС (см. рис. 1, б) и распространяется на проходческие комбайны избирательного действия со стреловидным исполнительным органом [1]. При этом источник гидравлической энергии может быть встроен непосредственно в коронку исполнительного органа или использоваться в автономном исполнении.

1. Усилие резания на i -м резце в j -м положении коронки $P_{z_{ij}}$, Н, определяется по формуле

$$P_{z_{ij}} = P_{z_{0ij}} - \frac{361 K_{d_0} K_{P_0} K_{hz}}{\sigma_{сж}} [(0,44 - 0,11t_i)a^2 - (8,63 - 1,52t_i)a].$$

1.1. Усилие резания на i -м технически остром резце в j -м положении коронки $P_{z_{0ij}}$, Н, при механическом разрушении горной породы определяется по формуле

$$P_{z_{0ij}} = 1,5 K_{\Gamma} K_{\alpha} P_{\kappa} (0,25 + 0,018t_i h_i),$$

где P_{κ} — показатель контактной прочности, МПа; K_{Γ} и K_{α} — коэффициенты, учитывающие влияние геометрии резца и угла резания α соответственно (определяются по формулам ОСТ 12.44.197—81).

1.2. Коэффициент K_{d_0} учитывает влияние диаметра d_0 насадки струеформирующего устройства на усилие резания и определяется по формуле

$$K_{d_0} = 1,1 \sqrt{d_0}.$$

При этом рациональное значение диаметра d_0 , мм:

$$d_0 = \frac{63}{P_0^{0,66}}.$$

1.3. Коэффициент K_{P_0} , МПа, учитывает влияние давления воды на выходе из насадки струеформирующего устройства и определяется по формуле

$$K_{P_0} = P_0 \left(0,021 \frac{P_0}{\sigma_{сж}} - 0,01 \right) - 1,31 \frac{P_0}{\sigma_{сж}} + 1,65.$$

1.4. Коэффициент K_{hz} учитывает влияние на усилие резания толщины стружки h_{ij} , мм, срезаемой

i -м резцом в j -м положении коронки, и определяется по формуле

$$K_{hz} = (0,001a^2 - 0,005a + 0,06)h_{ij} - 0,008a^2 + 0,042a + 0,34.$$

1.5. Предел прочности породы на одноосное сжатие $\sigma_{сж}$, МПа, принимается в соответствии с технической документацией на комбайн либо определяется в лабораторных условиях на породных образцах, отобранных непосредственно из проходческого забоя.

1.6. Шаг резания для i -го резца t_i , мм, принимается по чертежу коронки или по схеме стружкообразования.

1.7. Толщина стружки h_{ij} , мм, срезаемой i -м резцом в j -м положении коронки, определяется по формулам, приведенным в ОСТ 12.44.197—81.

1.8. Рациональное расстояние a , мм, от режущей кромки резца до точки контакта струи воды с разрушаемым массивом определяется по формуле

$$a = 0,28 h_{i_{cp}} + 4.$$

1.8.1. При одном резце в линии резания средняя толщина стружки в i -й линии резания $h_{i_{cp}}$, мм:

$$h_{i_{cp}} = \frac{2S}{\pi}.$$

1.8.2. При двух и более резцах в линии резания средняя толщина стружки в i -й линии резания $h_{i_{cp}}$, мм:

$$h_{i_{cp}} = \frac{SQ_i}{\pi^2}.$$

2. Усилие подачи на i -м резце в j -м положении коронки $P_{y_{ij}}$, Н, определяется по формуле

$$P_{y_{ij}} = P_{y_{0ij}} - \frac{361 K_{d_0} K_{P_0} K_{hz}}{\sigma_{сж}} [(2,47 - 0,21t_i)a^2 - (37,45 - 2,86t_i)a].$$

2.1. Усилие подачи на i -м технически остром резце в j -м положении коронки $P_{y_{0ij}}$, Н, при механическом разрушении горных пород определяется по формуле

$$P_{y_{0ij}} = \frac{3,75 K_{\Gamma} K_{\alpha} P_{\kappa}}{h_{ij}} \times (0,25 + 0,018t_i h_{ij})(0,15 + 0,00056 P_{\kappa}).$$

2.2. Коэффициент K_{h_y} учитывает влияние на усилие подачи толщины стружки h_{ij} , мм, срезаемой i -м резцом в j -м положении коронки:

$$K_{h_y} = (0,006a^2 - 0,04a + 0,12)h_{ij} - 0,06a^2 + 0,41a - 0,27.$$

Приведенные в методике расчетные зависимости справедливы при следующих диапазонах варьирования параметров: $t = 15...40$ мм, $h = 5...20$ мм, $d_0 = 0,6...1,4$ мм, $a = 0...10$ мм, $P_0 = 30...120$ МПа, $\sigma_{сж} = 12...154$ МПа; $P_0/\sigma_{сж} = 0,5...2,0$.

Выводы

1. Установлено, что применение для разрушения горного массива высокоскоростных струй воды диаметром 0,5...3,0 мм, давлением до 70 МПа и более в комбинации с механическим инструментом режущего или скалывающего типа обеспечивает существенное уменьшение усилия на инструменте, резкое снижение пылеобразования в рудничной атмосфере и исключение фрикционного искрения.

2. На основе результатов теоретических и экспериментальных исследований разработана методика

расчета сил резания и подачи на резцовом инструменте проходческого комбайна избирательного действия.

3. Определены области эффективного применения проходческих комбайнов избирательного действия с гидромеханическими исполнительными органами.

Наибольший интерес представляют:

породные и смешанные забои с присечкой пород прочностью до 120 МПа, где новый способ проходки может реально заменить буровзрывные работы;

смешанные забои с присечкой пород прочностью 70...100 МПа, где легкие комбайны типа ГПКСГ с гидромеханическим исполнительным органом могут конкурировать с комбайнами среднего класса, значительно более мощными и дорогостоящими.

Список литературы

1. Мерзляков В. Г., Бафталовский В. Е. Физико-технические основы гидроструйных технологий в горном производстве. М.: ННЦ ГП—ИГД им. А. А. Скочинского, 2004. 645 с.

2. Мерзляков В. Г., Бафталовский В. Е., Иванушкин И. В. Механизация горных работ с использованием гидроструйных технологий. М.: ННЦ ГП—ИГД им. А. А. Скочинского. Вып. 333. 2007.

V. G. Merzlyakov, Professor, Head of Chair, e-mail: mgou-vgm@mail.ru,
Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI) University of Mechanical Engineering, Moscow, Russia

Scope and Method to Determine Forces Cutting and Feed on the Cutting Tool Hydromechanical Road Headers

The technique of determination of cutting forces and feed on the tool in the tool hydromechanical cutting crown of the executive body of the digging machine of the selective action and shows the scope of its application.

Keywords: hydro-mechanical method of demolition, rock, road header, cutting force and feed

References

1. Merzljakov V. G., Baftalovskij V. E. *Fiziko-tehnicheskie osnovy gidrostrujnyh tehnologij v gornom proizvodstve*. M.: NNC GP—IGD im. A. A. Skochinskogo, 2004, 645 p.

2. Merzljakov V. G., Baftalovskij V. E., Ivanushkin I. V. *Mehanizacija gornyh rabot s ispol'zovaniem gidrostrujnyh tehnologij*. M.: NNC GP—IGD im. A. A. Skochinskogo. Vyp. 333, 2007.

УДК 622.002

Т. И. Красникова, канд. техн. наук, мл. науч. сотр., ООО "НИИОГР", г. Челябинск,
Д. А. Шибанов, менеджер продукта, Дирекция по развитию ООО "ИЗ-КАРТЭКС им. П. Г. Коробкова",
г. Санкт-Петербург

E-mail: tehnozem74@list.ru

Расчет норм запасных частей и материалов для экскаваторов, эксплуатируемых на горно-добывающих предприятиях

Представлен метод расчета запасных частей и материалов для экскаваторов, эксплуатируемых на горно-добывающих предприятиях. Дан анализ существующих в практике методов расчета расхода запасных частей и материалов.

Представленный метод расчета норм запасных частей и материалов приведен для перспективного планирования ремонтных воздействий на конкретную модель экскаватора с учетом следующих факторов: срок эксплуатации, объем работ в конкретных условиях, цикличность отказов и количество замененных деталей, технического состояния узлов (агрегатов) и экскаватора в целом, наличия объективной и достоверной информации по эксплуатации данной модели экскаватора.

В результате представленный метод расчета норм запасных частей и материалов предназначен для использования в качестве руководящего документа при расчете годовых заявок на запасные части и материалы, для определения потребности в запасных частях и материалах на каждый вид ремонта; при определении необходимого объема запасных частей и материалов; установления количества и стоимости узлов обменного фонда.

Эффективность применения норм расхода запасных частей и материалов обеспечивается сокращением простоев во всех видах ремонта.

Ключевые слова: норма, метод расчета, расход запасных частей и материалов, комплектующие изделия, условия эксплуатации горной техники

Значительную часть высоких расходов на обслуживание горной техники составляют затраты на приобретение запасных частей в необходимом количестве. Наличие необходимых запасных частей значительно увеличивает срок эксплуатации горных машин, сокращает время, затрачиваемое на ремонт, и облегчает труд рабочих ремонтных мастерских.

Ремонтное производство в большинстве случаев на горно-добывающем предприятии (ГДП) относят к разряду вспомогательных, тем самым определяя, что вспомогательное производство сможет обойтись малым и найдет выход самостоятельно. При этом на современных ГДП эксплуатационным и ремонтным персоналом продолжает осваиваться новая горная техника, повышаются требования, предъявляемые к ремонтной службе в части своевременного ремонта или замены вышедших из строя деталей.

Существующая практика определения потребности в запасных частях и комплектующих изделиях на ремонтно-эксплуатационные нужды (РЭН) основывается на ориентировочных подсчетах, которые определяются, как правило, по фактиче-

ским затратам за прошлые годы без учета особенностей эксплуатации экскаваторов и влияния объективных факторов.

Такая практика определения потребности не обеспечивает достаточную точность планируемых показателей и увязку фактической потребности с планами снабжения, а нормы расхода материальных ресурсов не соответствуют уровню технической оснащенности горнодобывающих предприятий.

Для технической службы горно-добывающего предприятия рекомендуется методика [1] расчета норм расхода запасных частей и материалов на РЭН, обеспечивающая достаточную точность планирования показателей с фактической потребностью в материалах.

Расчет норм расхода запасных частей и материалов приведен для перспективного планирования ремонтных воздействий на конкретную модель экскаватора с учетом следующих факторов: срок эксплуатации, объем работ в конкретных условиях, цикличность отказов и количество замененных деталей, технического состояния узлов

(агрегатов) и экскаватора в целом, наличия объективной и достоверной информации по эксплуатации данной модели экскаватора [1].

Для обоснованного расчета запасных частей и изделий на ремонт экскаватора необходимы следующие данные, представленные ниже.

Для разрезов:

- объем работ, выполненный данным экскаватором в фактических условиях за время эксплуатации;
- число произведенных ремонтов (по видам), выполненных на данном экскаваторе за время его эксплуатации;
- перечень замененных деталей, дата их установки и замены, наработка каждой детали на отказ;
- число комплектующих изделий по видам, израсходованных на каждый ремонт экскаватора.

Для ремонтных предприятий:

- анализ причин отказов и предельного износа;
- дефектация деталей с разделением их на три группы: годные, подлежащие восстановлению и негодные;
- классификация дефектов по сопряжениям и узлам: зубчатые зацепления, шлицевые и шпоночные соединения, неподвижные посадки типа прессовых, подшипники качения, базовые детали, электрооборудование;
- перечень замененных деталей и материалов.

В практике расчета норм используют следующие методы: расчетно-аналитический, опытный (производственный) и отчетно-статистический.

Расчетно-аналитический метод нормирования запасных частей и материалов на РЭН экскаваторов основывается на данных об эксплуатационных износах деталей и предельных допусках на износ рабочих поверхностей. Данный метод позволяет по значениям замеров деталей и объемов переработанной горной массы определить интенсивность износа детали и износ детали в целом.

Опытный (производственный) и отчетно-статистический методы основываются на использовании опытно-производственных и отчетных (объективных и достоверных) данных и обобщения передовых методов ремонта. При использовании этих методов сменяемость отдельных деталей экскаваторов определяется по опытным данным исходя из объемов ремонтных работ и данных выборочного анализа фактического расхода деталей по разрезу или в целом по предприятию. При этом определяется удельный расход запасных частей и материалов (на одну машину в год). При расчете норм расхода деталей на капитальный и средний ремонт в штуках на ремонт необходимо использовать ведомости дефектов, составленные при текущем осмотре узла или агрегата.

В результате расчетов по представленным методам полученные значения норм расхода запасных частей и материалов на капитальный и средний ремонт заносятся в форму. Пример формы приведен в табл. 1.

Таблица 1

Нормы расхода запасных частей и материалов на ремонтно-эксплуатационные нужды экскаватора ЭКГ-18Р [2]

№№ деталей, узлов	Наименование деталей, узлов	Кол-во на машину	Материал	Масса, кг	Расход на один ремонт*, ед.		Нормы расхода в ед. на 1 млн м ³ горн. массы		
					Т	К	Всего	К	Эксплуатация
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Венец зубчатый									
3550.05.00.080	Венец зубчатый	1	Отливка 35ХН2МЛ	8410,0	—	1,0	0,10	0,06	—
Роликовый круг									
3546.05.03.001	Ролик	72	Сталь 26ХГ2МФ	60,1	7,0	72,0	4,8	0,8	4,0
3546.05.03.002	Втулка	72	—	—	7,0	72,0	12,0	5,8	6,2
3546.05.03.003	Ось	72	—	—	7,0	72,0	4,2	2,2	2,0
3546.05.03.001	Ролик	72	Сталь 26ХГ2МФ	60,1	7,0	72,0	4,8	0,8	4,0
Центральная цапфа									
3537.05.04.009	Гайка центральной цапфы	1	Сталь 35Л	184,0	—	0,4	0,03	0,03	—
3537.05.04.100	Втулка конусная	1	—	507,0	—	1,0	0,04	0,04	—
3538.05.04.101	Ось центральной цапфы	1	Сталь 40ХН	1810,0	—	0,3	0,02	0,02	—
3537.05.04.012Э	Кольцо	1	Сталь 35Л	330,0	—	0,5	0,02	0,02	—
3537.05.04.011Э	Шайба сферическая	1	ЛЦ38МЦ92С2	55	—	2,0	0,04	0,04	—

*Т — текущий ремонт; К — капитальный.

Расчет (определение) норм расхода запасных частей и материалов на каждый вид ремонта

Нормы расхода запасных частей, материалов, комплектующих, резинотехнических изделий и т. д. рассчитываются:

на каждый вид ремонта и технического обслуживания в штуках на один ремонт;

на текущий, капитальный, ремонты и эксплуатацию в штуках на 1 млн м³ горной массы.

В соответствии с принятым на предприятии ремонтным циклом нормы на капитальный и средний ремонт рассчитываются в штуках на один ремонт и в штуках на 1 млн м³ горной массы. Нормы расхода запасных частей и материалов в шт./млн м³ на эксплуатацию предназначены в первую очередь для составления заявок.

Нормы, предназначенные для заказа запасных частей и материалов на проведение определенного вида ремонта или технического обслуживания непосредственно в карьере, рассчитываются в штуках на один ремонт.

Разбивка норм на определенные виды технического обслуживания или ремонта проводится на основе обработки ведомостей дефектов и сведений, представленных разрезом (карьером), о расходе запасных частей и материалов. Результаты расчетов заносятся в таблицы в виде норм.

Расчет запасных частей на эксплуатацию

Запас деталей определяется по формуле

$$P_{\text{тек}} = N_{\text{маш}} n_{\text{д}} Q_{\text{р.п}} n_{\text{о.д}} K_{\text{у.э}} K_{\text{р.п}},$$

где $N_{\text{маш}}$ — среднегодовое число работающих машин (однотиповых); $n_{\text{д}}$ — норма расхода детали, шт./млн м³ горной массы; $Q_{\text{р.п}}$ — производительность экскаватора за расчетный период (месяц, год и т. д.); $n_{\text{о.д}}$ — число однотипных деталей на экскаваторе; $K_{\text{у.э}}$ — коэффициент условий эксплуатации (табл. 2); $K_{\text{р.п}}$ — коэффициент равномерности поставок (табл. 3).

Значения норм расхода запасных частей и материалов на РЭН необходимо брать из расчетных таблиц, составленных на каждую единицу техники.

Пример расчета потребности в материалах

Требуется определить текущий расход за каждый период $P_{\text{тек}}$ при заявке на один год деталей № 3550.05.00.080 (зубчатый венец, экскаватор ЭКГ-18Р).

Число экскаваторов $N_{\text{маш}}$ — 2 ед.

Таблица 2

Коэффициент условий эксплуатации

Группа условий	Условия эксплуатации	$K_{\text{у.э}}$
А	Мягкие и плотные породы I и II категорий, допускающие эксплуатацию непосредственно из целика без применения взрывных работ: растительный грунт, торф, песок, легкие суглинки, лёсс, гравий, галька, солончаки, а также породы в отвалах и навалах любой категории	0,8
Б	Полускальные породы III категории, требующие частичного рыхления для обеспечения экскавации: тяжелые жирные ломовые глины, глинистые сланцы, отвердевший лёсс, сланцы, уголь, аргиллиты, алевролиты, слабые песчаники на глинистом цементе, мерзлые породы I и II категорий	1,0
В	Скальные породы IV категории, экскавация которых возможна только после сплошного рыхления взрыванием, песчаники на известковом, кварцевом или железистом цементе	1,2
Г	Доломиты, граниты, конгломераты, а также мерзлые породы III категории. Скальные породы IV и V категорий, плохо поддающиеся рыхлению; горные породы в районах Крайнего севера	1,5

Таблица 3

Коэффициент равномерности поставок со склада

Поступление деталей со склада	$K_{\text{р.п}}$
В течение смены	1,0
В течение суток	1,2
Больше двух суток	1,5

Норма расхода детали на капитальный ремонт — 1,0 ед.

Производительность экскаватора за расчетный период — 1,3 млн м³ горной массы.

Число однотипных деталей на экскаваторе — 1,0 ед.

Условия эксплуатации (I...II категории) — 0,8.

Равномерность поставок со склада — 1,0.

$$P_{\text{тек}} = 2,0 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 \cdot 0,8 \cdot 1,0 = 2,08 \text{ ед.}$$

Представленная методика предназначена для использования:

в качестве руководящего документа при расчете годовых заявок на запасные части и материалы;

для определения потребности в запасных частях и материалах на каждый вид ремонта;

при определении необходимого объема запасных частей и материалов;

для установления числа и стоимости узлов обмывочного фонда.

Эффективность применения норм расхода запасных частей и материалов обеспечивается сокращением простоев во всех видах ремонта.

Список литературы

1. **Методическое** положение о планово-предупредительных ремонтах (ТО и ППР) горного оборудования для открытых горных работ на основе технической диагностики // Научно-технический центр угольной промышленности по открытым горным работам / Челябинск: НТЦ-НИИОГР, 2010.

2. **Нормы** расхода запасных частей и материалов на ремонтно-эксплуатационные нужды экскаваторов ЭКГ-18Р, ЭКГ-18РХЛ (модификация с реечным механизмом напора) (рекомендуемые) // ООО "ИЗ-КАРТЕКС им. П. Г. Коробкова", Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства (ООО "НИИОГР"), 2014.

T. I. Krasnikova, Junior Researcher, e-mail: tehnoem74@list.ru,
Research Institute of the Efficacy and Safety of Mining Operations, Chelyabinsk,
D. A. Shibanov, Manager, IZ-KARTEX named after P. G. Korobkov, St. Petersburg, Russia

Calculation Norms of Spare Parts and Materials for Excavators Exploited at the Mining Enterprises

The method of calculation spare parts and materials for excavators operated by mining companies is provided in this article. Further the analysis of spare parts and materials is given.

The method of calculating spare parts and materials is given for long-term planning repair process on each model of the excavator with the following factors: lifetime, the amount of work in specific conditions, recurrence of failures and the number of replaced parts, the technical condition of the units and Excavator overall, availability objective and reliable information on the operation of this model excavator.

As a result, the method of calculation spare parts and materials intended for use as a guideline, which is required to calculation of annual orders for parts and materials, determining needs for spare parts and materials for each type of repair; to determine the required amount of spare parts and materials; establish the number and value of units of exchange fund.

The effectiveness of application of the flow of spare parts and materials provided by the reduction of downtime in all types of repairs.

Keywords: norm, the method of calculation consumption of spare parts and materials, component parts, mining equipment operating conditions

References

1. **Metodicheskoe** polozhenie o planovo-predupreditel'nyh remontah (TO i PPR) gornogo oborudovaniya dlja otkrytyh gornyh rabot na osnove tehnicheckoj diagnostiki. Nauchno-tehnicheckij centr ugol'noj promyshlennosti po otkryтым gornym rabotam. Cheljabinsk: NTC-NIIOGR, 2010.

2. **Normy** rashoda zapasnyh chastej i materialov na remontno-jekspluatacionnye nuzhdy jekskavatorov JeKG-18R, JeKG-18RHL (modifikacija s reechnym mehanizmom napora) (rekomenduemye). ООО "ИЗ-КАРТЕКС им. П. Г. Коробкова", Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства (ООО "НИИОГР"). 2014.

ООО "Издательство "Новые технологии", 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Технический редактор *Е.В. Конова*. Корректор *З.В. Наумова*.

Сдано в набор 15.09.2014. Подписано в печать 27.10.2014. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO1114. Цена свободная.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-19854 от 15 апреля 2005 г.

Оригинал-макет ООО "Авансд солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансд солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.