

**НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК КЫРГЫЗСКОЙ
РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ**

Диссертационный совет Д 05.11.043

На правах рукописи
УДК 622.233

Саадабаев Нурланбек Турдубекович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА И СОЗДАНИЕ
ЦЕНТРОБЕЖНО-УДАРНОЙ ДРОБИЛКИ**

05.02.18 – «Теория механизмов и машин»

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Бишкек 2012 г.

Работа выполнена в Институте машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор, академик НАН КР,
Джуматаев М.С.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор **Каримов А.**

кандидат технических наук
Каримов А. А.

Ведущая организация Кыргызский Государственный
Технический Университет
им. И. Раззакова
(г. Бишкек, пр. Мира, 66).

Защита состоится «25» мая 2012 г. в 14.00 ч. на заседании диссертационного совета Д 05.11.043 при Институте машиноведения Национальной академии Наук Кыргызской Республики, по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Института машиноведения НАН КР.

Отзыв на автореферат в 2-х экземплярах с подписью, заверенной гербовой печатью организации, просим направлять в адрес диссертационного совета: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, Институт машиноведения НАН КР, Диссертационный совет Д.05.11.043, а также по e-mail: *imash_kg@mail.ru*. Тел. (0312) 541149, Факс (0312) 562785.

Автореферат разослан «20» апреля 2012 г.

Ученый секретарь диссертационного совета Д.05.11.043 к.т.н.



Квитко С.И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время в Кыргызской Республике идет интенсивное развитие строительства жилых домов, автомобильных дорог, а также работает ряд горнодобывающих предприятий. Поэтому предполагается резкое увеличение потребности в качественных дорожно-строительных материалах, в частности, щебня, имеющего кубовидную структуру.

Анализ работы щековых, конусных и валковых дробилок показал, что дробление камней с помощью таких дробилок приводит к производству щебня пластинчатой формы, при этом на готовом продукте присутствуют остаточные деформации и микротрещины. При эксплуатации строительных материалов, изготовленных из такого щебня, при попадании воды в них, она замерзает, трещины увеличиваются, что приводит к разрушению автомобильных дорог. Поэтому к щебню для изготовления дорожного покрытия предъявляются очень жесткие требования. При дроблении камней, отличающихся повышенной твердостью, создаются дополнительные проблемы при создании камнедробильных машин. Для решения данных проблем наиболее полно отвечают центробежно-ударные дробилки динамического действия. В этих дробилках дробление происходит при ударе породы о породу, при этом, готовый продукт, приобретая кубовидную форму, становятся прочными, в отличие от дробления сжатием. Поэтому создание такого оборудования является актуальным.

Связь темы с планом научных работ. Работа выполнена в рамках проекта НИР Института машиноведения НАН КР «Разработка основ расчета, проектирования и создания энерго и материалосберегающих машин для горнодобывающей промышленности, гидротехнического строительства и строительства».

Цель работы – обоснование параметров для создания работоспособной конструкции центробежно-ударной дробилки.

Основные положения, вносимые на защиту:

– закономерность движения дробимого материала внутри ротора с прямыми и вогнутыми лопастями, позволяющая установить связь кинематических параметров дробимого материала и ротора с геометрическими параметрами дробилки;

– математическая модель, описывающая динамические процессы в трансмиссии дробилки, позволяющая изучить закономерности крутильных колебаний системы, а также действующие динамические нагрузки на элементы трансмиссии дробилки;

– методика экспериментального исследования, позволяющая установить рациональный диапазон производительности центробежно-ударной дробилки.

Научная новизна работы:

– описание движения дробимого материала внутри ротора, позволяющего установить конструктивные параметры дробилки, выполнено впервые;

– математическая модель, описывающая динамические процессы в трансмиссии дробилки, отличается от существующих учетом ее конструктивных особенностей;

– конструктивные параметры роторной системы центробежно-ударной дробилки обоснованы впервые;

– методика экспериментальных исследований, отличается от известных учетом особенностей конструкции центробежно-ударной дробилки.

Практическая значимость полученных результатов заключается:

– в разработке инженерной методики расчета и выбора параметров элементов дробилки;

– в разработке новой конструкции центробежно-ударной дробилки динамического действия.

Личный вклад соискателя в получении результатов. Автором выполнено обоснование параметров, а также разработана инженерная методика расчета и выбора параметров элементов дробилки; разработана конструкция центробежно-ударной дробилки; разработана методика экспериментальных исследований; проведены экспериментальные исследования, которые показали работоспособность созданной конструкции.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на международной научно-практической конференции «Повышение эксплуатационной эффективности транспортных, строительно-дорожных машин и коммуникаций в условиях высокогорья и жаркого климата» (Кыргызский государственный университет строительства, транспорта и архитектуры, Бишкек, 2003 г); на международной научной конференции «Проблемы механики современных машин» (Восточно-Сибирский государственный университет, Улан-Удэ, 2006 г); на III-ей международной конференции «Проблемы естественных технических наук, информационных технологий и управления на современном этапе» (Кыргызское отделение международной академии энергетики им. А.Эйнштейна, Бишкек, 2009 г); на международной конференции «Информационные технологии и математическое модели-

рование в науке, технике и образовании» (Кыргызский Государственный Технический университет им. И. Разакова, Бишкек, 2011 г).

Полнота отражения результатов диссертации в публикациях. По результатам выполненных исследований опубликовано 10 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников и приложений. Содержит 140 страниц машинописного текста, 9 таблиц, 78 рисунков и библиографию из 63 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, отражена научная новизна и практическая ценность и дана краткая аннотация диссертационной работы.

В первой главе проведен обзор конструкций существующих дробилок. Исследованиями дробильных машин занимались российские ученые Андреев С. Е., Баумана В. А., Серго Е. Е., а в дальних зарубежных странах - Бонд Ф.С. и другие. За рубежом ряд фирм серийно производит дробильные машины. В Средней Азии центробежно-ударные дробилки серийно не выпускаются.

Приведены технические характеристики серийно выпускаемого дробильного оборудования. На основании обзора и анализа существующего оборудования установлено, что наиболее приемлемым для требований, предъявляемым дробильному оборудованию, является центробежно-ударная дробилка, которая способна производить дробление твердых и абразивных пород.

Вторая глава посвящена обоснованию параметров и разработке конструкции центробежно-ударной дробилки, изучению принципов действия проектируемой дробилки, а также описанию движения дробимого материала внутри ротора с прямыми и вогнутыми лопастями, анализу особенностей конструктивной схемы проектируемой дробилки.

Схему движения дробимого материала внутри ротора с прямыми лопастями можно рассмотреть на рисунке 1. Составим дифференциальное уравнение движения тела М. Проецируя все силы на оси x и y и z , получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = \sum P_{x_i} = \Phi_e^{\omega} - F_{mp} \\ m\ddot{y} = \sum P_{y_i} = \Phi_c - N_2 \\ m\ddot{z} = \sum P_{z_i} = G - N_1 \end{cases}, \quad (1)$$

где m – масса тела M ; N_1, N_2 – силы реакции со стороны нижнего диска и направляющего ребра соответственно; G – сила тяжести; Φ_c – кориолисова сила; Φ_e^ω – центробежная сила; F_{mp} – сила трения, которая определяется как:

$$F_{mp} = N_1 f + N_2 f = G f + \Phi_c f = (m g + 2 m \omega v_r),$$

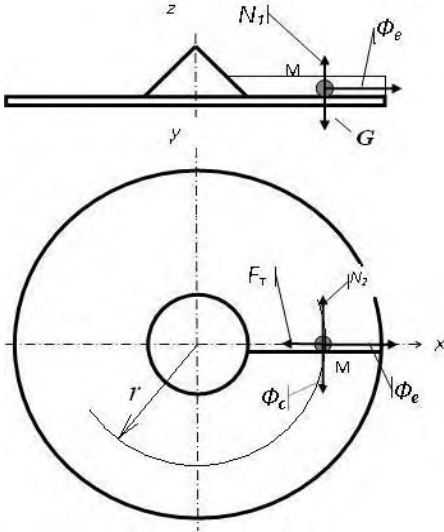


Рис. 1. Расчетная схема движения камня по поверхности ротора с прямыми лопастями.

Далее было рассмотрено движение дробимого материала внутри ротора с вогнутыми лопастями (рис. 2). Для составления уравнения движения материальной точки M воспользуемся общим уравнением динамики.

$$m\bar{a} = \sum \bar{P}_i + \bar{P}_r + \bar{P}_\varphi, \quad (3)$$

где \bar{a} – относительное ускорение; силы инерции переносного движения: центробежная – P_r , и вращательная – P_i (при равномерном вращении ротора $P_i = 0$), а также кориолисова сила инерции – P_φ .

Проецируя векторы действующих сил на произвольно выбранные оси координат τ и n , получим следующую систему дифференциальных уравнений:

где f – коэффициент трения. Так как $\Phi_c = N_2$ и $G = N_1$ система уравнений (1) принимает следующий вид:

$$\ddot{x} = -(2\omega v_r + g)f + \omega_c^2 x, \quad (2)$$

где \dot{x}, v_r, x – относительное ускорение, скорость и перемещение тела M соответственно, ω – угловая скорость ротора.

Полученное уравнение (2), описывающее траекторию движения тела по поверхности ротора, позволяет определять относительную скорость вылета камня из ротора, а также действующую нагрузку на валу ротора в виде крутящего момента.

$$\begin{cases} m \frac{dv}{dt} = P_r \cos \alpha - P_\varphi \sin \alpha - R_n f \\ m \frac{v^2}{R} = -P_r \sin \alpha - P_\varphi \cos \alpha - R_n \end{cases}, \quad (4)$$

где R_n – нормальная сила реакции лопастей; α – угол между вектором центробежной силы P_r и осью τ .

Умножив второе уравнение системы уравнений (4) на f и сложив его с первым уравнением, получим:

$$m \frac{dv}{dt} + f \frac{mv^2}{R} = P_r (\cos \alpha - f \sin \alpha) - P_r (\sin \alpha - f \cos \alpha). \quad (5)$$

Решая и производя необходимые преобразования уравнения (5), получим относительную скорость:

$$v_{\text{отн}} = R \sqrt{C e^{-4f\alpha} + \alpha_2^2}, \quad (6)$$

где R – радиус вогнутости лопастей ротора, e – основание натурального логарифма; α_2 – частное решение, зависящее от угла α и угловой скорости ротора, а также коэффициента трения; C – интегральная постоянная, зависящая от начальных параметров задачи.

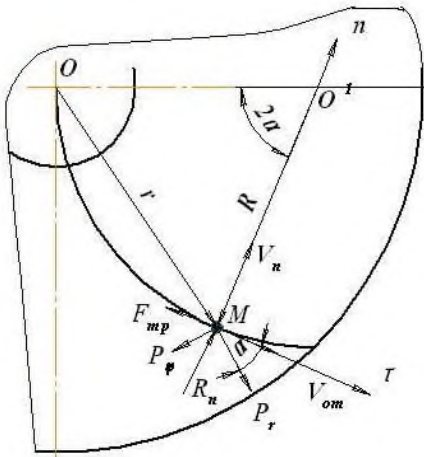


Рис. 2. Расчетная схема движения камня по поверхности ротора с вогнутыми лопастями.

Согласно уравнению (6) можно подобрать рациональные геометрические параметры ротора, позволяющие получить необходимую скорость вылета камня из ротора, а также можно определить действующую нагрузку на валу ротора в виде крутящего момента.

Задавая угловой скоростью ротора $\omega = 261 \text{ с}^{-1}$ и изменяя диаметр ротора в диапазоне от начального значения до 600 мм, получены зависимости, представленные на рисунках 3 – 5.

Как видно из рис. За изменение скорости в роторе с прямыми лопастями имеет

линейный характер.

В случае с вогнутыми лопастями (рис. 3 б) видно, что с увеличением радиуса относительная скорость дробимого материала увеличива-

ется нелинейно, достигая максимума 49 м/с, далее начинает уменьшаться, а переносная скорость увеличивается прямолинейно. Из диаграммы видно, что используя полученную зависимость, можно определить оптимальный диаметр ротора, обеспечивающий максимальную скорость. Расчеты показали, что при диаметре ротора $D_p = 600$ мм радиус вогнутости лопасти должен быть $R = 230$ мм.

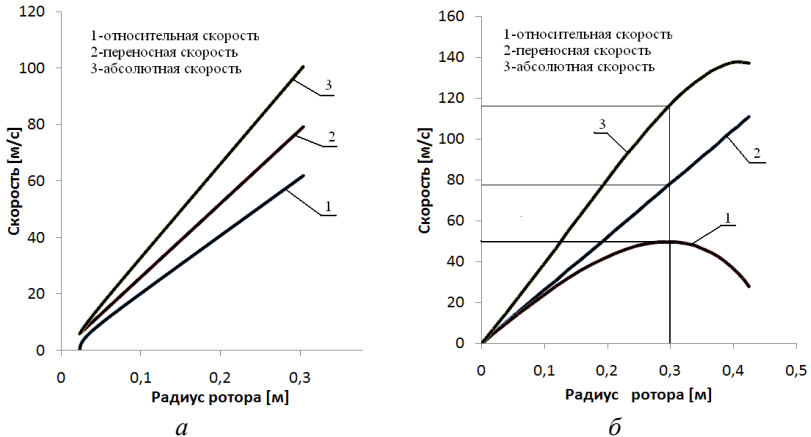


Рис. 3. Зависимость скорости движения дробимого материала от радиуса ротора с прямыми лопастями (а), с вогнутыми лопастями при $R=230$ мм (б)

Результаты вычислений показывают, что абсолютная скорость дробимого материала в роторе с вогнутыми лопастями больше, чем у ротора с прямыми лопастями на 16 %.

На рисунках 4а, б показано изменение относительной скорости дробимого материала при изменении коэффициента трения для прямых и вогнутых лопастей ротора. Влияние сил трения на относительную скорость дробимого материала в роторе с прямыми лопастями не существенно, а для ротора с вогнутыми лопастями увеличение относительной скорости происходит до определенного значения радиуса кривизны лопасти, после чего наблюдается ее снижение. Это объясняется возрастанием сил трения дробимого материала о поверхность лопасти ротора. С увеличением коэффициента трения относительная скорость существенно снижается.

На рисунках 5а, б показан общий характер изменения крутящего момента вала ротора с прямыми и вогнутыми лопастями при разной массе дробимого материала. Из графиков видно, что в обоих случаях дробимый материал, попадая в ротор, создает нагрузки в трансмиссии

дробилки, и чем больше масса дробимого материала, тем больше крутящий момент.

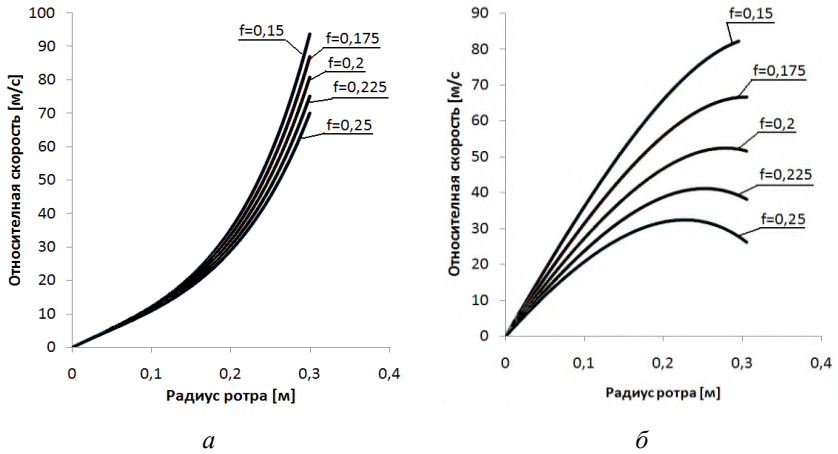


Рис. 4. Зависимость относительных скоростей дробимого материала от радиуса ротора при разных коэффициентах трения в роторе с прямыми лопастями (а), в роторе с вогнутыми лопастями (б)

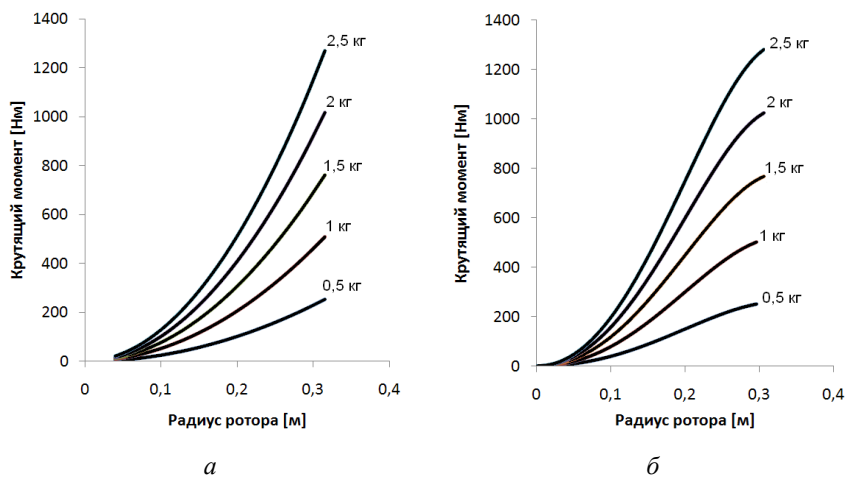


Рис. 5. Зависимости крутящего момента от радиуса ротора при разных массах дробимого материала в роторе с прямыми лопастями (а), в роторе с вогнутыми лопастями (б)

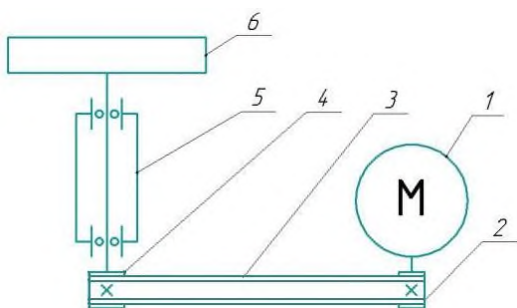


Рис. 6. Кинематическая схема экспериментального образца центробежно-ударной дробилки динамического действия

На рисунке 6 представлена разработанная нами кинематическая схема динамической дробилки, состоящая из асинхронного электродвигателя 1, ротора 6, подшипникового узла 5, ведущего шкива 2, клиноременной передачи 3, ведомого шкива 4. На основе кинематической схемы разработана конструкция центробежно-ударной дробилки

общий вид, который представлен на рисунке 7.

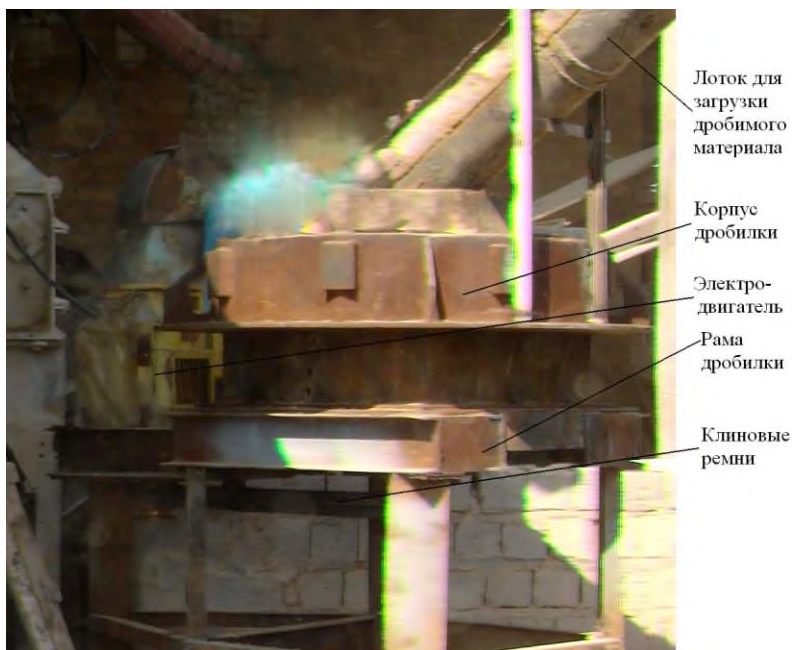


Рис. 7. Общий вид экспериментального образца центробежно-ударной дробилки

Дробилка имеет небольшие габаритные размеры и вес, что позволяет монтировать её без фундамента. Возможна установка ее на мобильное шасси, что позволит его легко монтировать в удобном месте на производстве. Выполнено по научно-техническое обоснование и необходимые расчеты элементов конструкции дробилки.

В третьей главе рассматриваются вопросы разработки динамической модели центробежно-ударной дробилки, описывающей физику процесса, протекающего в трансмиссии. Методика исследований основана на результатах исследований буровых устройств, безмуфтовых прессов-автоматов, перфораторов и отбойных молотков, выполненных Абдраимовым С., Джуматаевым М.С. и другими.

Крутильные жесткости валов, соединений и ременных передач располагаются в расчетной динамической модели между соответствующими элементами (рис. 8). Используя динамическую модель силовой трансмиссии и учитывая действующие на систему силы, получим систему дифференциальных уравнений движения элементов трансмиссии роторной дробилки, которые «сшиты» из уравнений движения отдельных узлов и элементов конструкции:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta \dot{\varphi}_1 + c_1 \varphi_1 + \frac{c_1}{Tg} \int (\varphi_1 - \varphi_2) dt + c_2 (\varphi_1 - \varphi_2) = M_e \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2 (\varphi_1 - \varphi_2) + c_3 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_3 (\varphi_2 - \varphi_3) + c_4 (\varphi_3 - \varphi_4) = 0 \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 + c_4 (\varphi_3 - \varphi_4) = M_c \end{cases}, \quad (7)$$

где J_1, J_2, J_3, J_4 – моменты инерции элементов; c_1, c_2, c_3, c_4 – коэффициенты жесткости; β – демпфирующие свойства двигателя; $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4$ – скорости вращения вала двигателя, ведущего шкива, ведомого шкива и ротора дробилки соответственно; M_e – вращающий момент двигателя; M_c – возмущающий момент, обусловленный загрузкой дробимого материала в ротор.

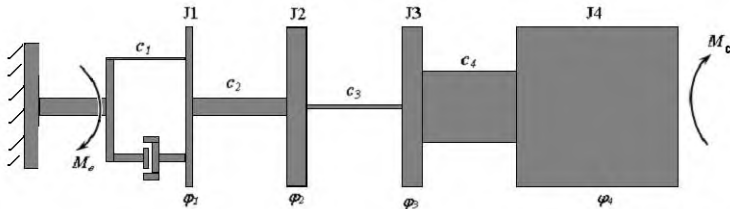


Рис. 8. Расчетная динамическая модель силовой трансмиссии центробежно-ударной дробилки.

Предлагаемая математическая модель позволяет проводить анализ влияния на рабочие характеристики машины таких факторов как, параметры упругой связи между сосредоточенными массами, а также характеристики асинхронного электродвигателя, установить закономерности движения элементов трансмиссии дробилки и изменение их скоростей, определить собственные частоты колебаний сосредоточенных масс, динамические нагрузки элементов трансмиссии дробилки. Результаты этого анализа используются для выбора и обоснования рациональных параметров элементов трансмиссии машины и ее привода.

Решение системы дифференциальных уравнений осуществляется численным методом с использованием компьютерной технологии. На рисунке 9 представлены зависимости угловых скоростей элементов трансмиссии от времени при следующих начальных условиях:

$$\varphi_1 = -0,2571 \text{ рад}, \varphi_2 = -0,2589 \text{ рад}, \varphi_3 = -0,2643 \text{ рад}, \varphi_4 = -0,2648 \text{ рад}$$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_4 = 0 \quad \ddot{\varphi} = 1545 \text{ рад}^2/\text{с}^2$$

Из рисунка 9 видно, что изменение угловых скоростей имеет колебательный характер, угловые скорости элементов силовой трансмиссии достигают значительных величин, которые с течением времени постепенно уменьшаются. При $t = 25 \text{ с}$ движение системы практически устанавливается. Это объясняется тем, что двигатель имеет демпфирующие свойства.

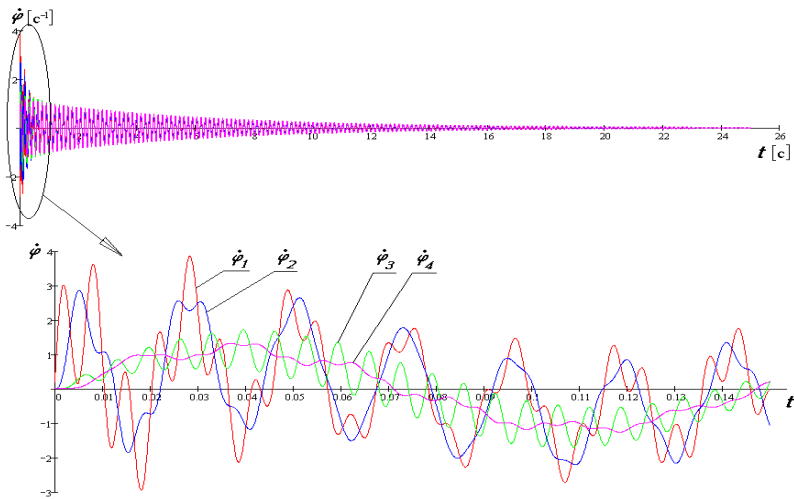


Рис. 9 Диаграмма свободного колебания угловой скорости элементов силовой трансмиссии

Графические зависимости показывают, что в процессе движения система «распадается» на две подсистемы. Ведущий шкив с ротором двигателя составляют первую подсистему, а ротор дробилки и ведомый шкив – вторую подсистему. Из диаграммы явно наблюдается процесс передачи энергии между элементами ротора двигателя и ведущего шкива. Выпуклым участкам графика угловой скорости ротора двигателя соответствуют вогнутые участки графика угловой скорости ведущего шкива, и наоборот.

На рисунке 10а, б показаны фазовые портреты колебаний элементов дробилки. Из которых видно, что колебания начинаются в точке, координаты которой соответствуют начальным условиям, и со временем амплитуда колебаний уменьшается. Уменьшение амплитуды колебаний происходит, как отмечено выше, в связи с демпфированием в двигателе. Так как коэффициент демпфирования двигателя небольшой, гашение колебаний происходит медленно.

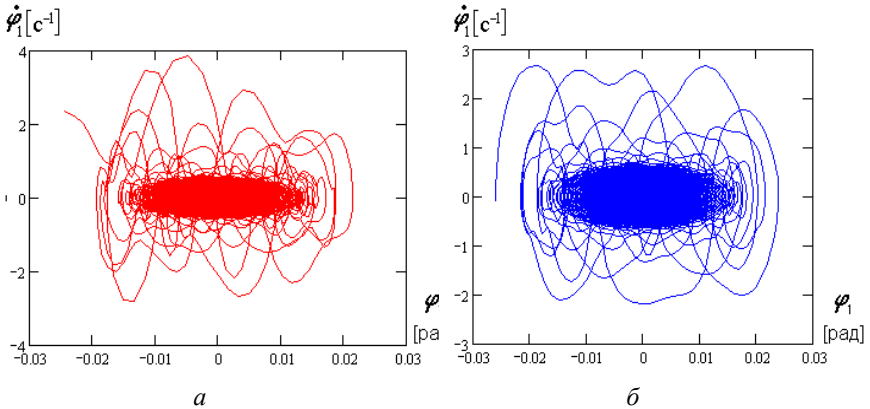


Рис. 10 Фазовый портрет колебаний ротора двигателя (а), ведущего шкива (б)

Возмущающий момент M_c при расчетах представляется в виде гармонической функции

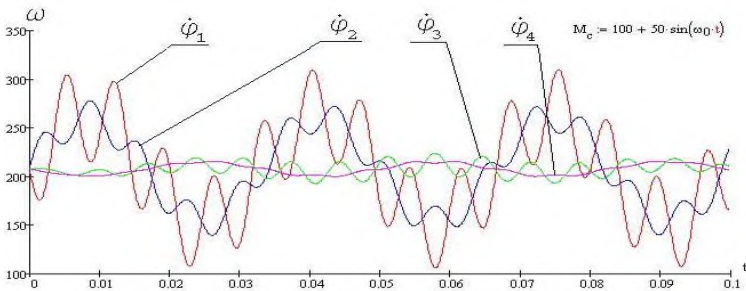
$$M_c = M_0 + a \sin(\omega t),$$

где M_0 – номинальный крутящий момент электродвигателя, а - амплитуда колебаний возмущающего момента. Внутри подсистем также происходят относительные движения элементов. Как видно из рисунка 11а, при $M_c = 100 + 50 \sin(\omega t)$ в системе наблюдаются наибольшие колебания угловой скорости ротора двигателя $\dot{\varphi}_1$, которая достигает $\pm 2,64$ рад/сек,

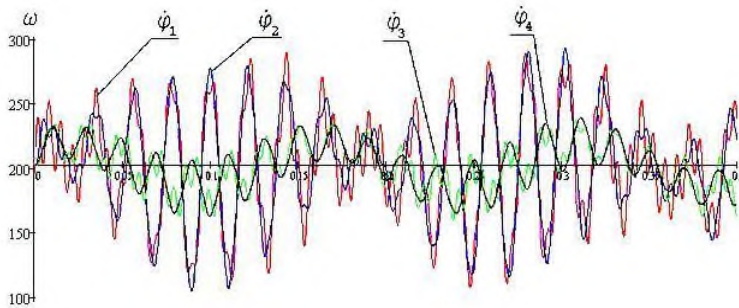
а наименьшие колебания угловой скорости ротора дробилки – $\dot{\varphi}_4 = \pm 1,43$ рад/сек

Диаграммы на рисунке 11 б показывают зависимость угловой скорости элементов трансмиссии при значении возмущающей нагрузки $M_c = 100 + 500\sin(\omega t)$. Увеличение амплитуды возмущающей нагрузки 10 раз приводит к увеличению амплитуды колебаний угловой скорости элементов трансмиссии, а также изменению характера диаграммы.

На рисунке 12а приведены зависимости крутящих моментов, возникающих в силовой трансмиссии роторной дробилки, при действии возмущающей нагрузки $M_c = 100 + 50\sin(\omega t)$. Из диаграммы видно, что при воздействии возмущающей нагрузки наибольшие крутящие моменты возникают между ведомым шкивом и ротором.



а



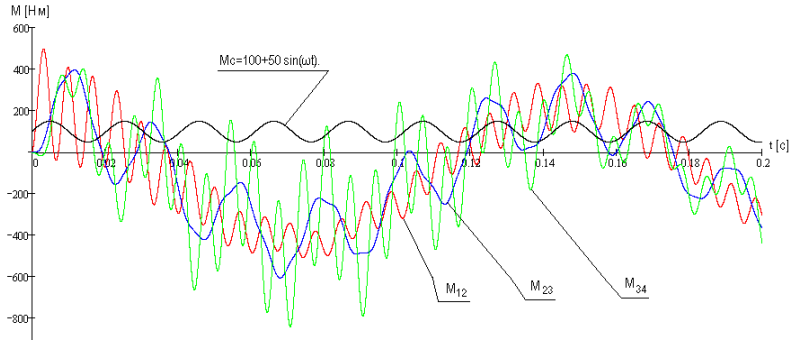
б

Рис. 11 Диаграмма вынужденного колебания угловой скорости элементов силовой трансмиссии при $M_c = 100 + 50\sin(\omega t)$ (а), $M_c = 100 + 500\sin(\omega_0 t)$ (б).

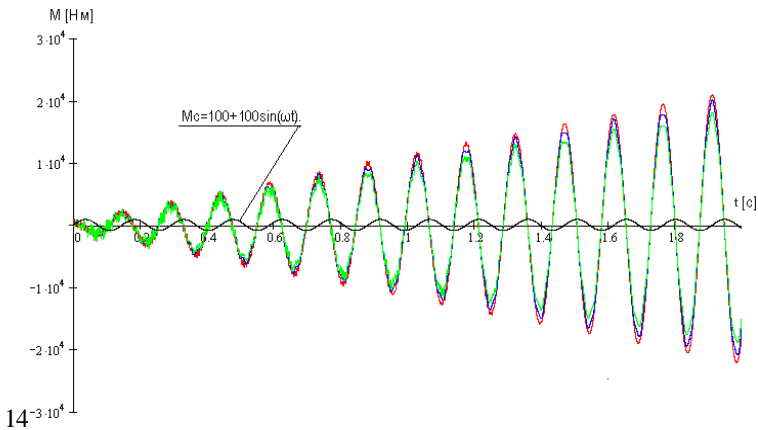
С целью выявления реакции системы на возмущающую нагрузку вала ротора сообщалась нагрузка с частотой близкой к одной из собственных частот элементов системы. Как видно из рисунка 126 при ча-

стоте $f_c = 6.91$ Гц наблюдается резонансный режим работы системы, т.е. амплитуда колебаний динамических моментов неограниченно возрастает.

Следовательно, режимы работы дробилки нужно выбирать таким образом, чтобы исключить возмущающую нагрузку с частотой $f_c = 6.91$ Гц.



a



б

Рис. 12. Зависимости крутящих моментов силовой трансмиссии от времени при возмущающей нагрузке при $M_c = 100 + 50 \sin(\omega_0 t)$, $f_c = 50$ Гц (а) и при $M_c = 100 + 100 \sin(\omega_0 t)$, $f_c = 6.91$ Гц (б):

M_{12} , M_{23} , M_{34} – крутящие моменты, возникающие на валу электродвигателя, ременной передаче, и на валу ротора соответственно; f_c – частота возмущающей нагрузки.

В четвертой главе представлена методика проведения экспериментальных исследований и их результаты. Целью экспериментальных

исследований являлась проверка адекватности теоретических положений, принятых при расчетах конструктивных и режимных параметров, и определение эффективности дробления при разных значениях производительности.

Экспериментальное исследование проводилось на производственном участке ОсОО «Керамик» (г. Бишкек). Экспериментальная установка включает роторную дробилку центробежно-ударного действия вместе с разработанным стендом, аппаратуру фирмы Брюль и Кьер, сортировочные сита, ленточные конвейеры и загрузочное устройство, частотный преобразователь для регулирования частоты вращения электродвигателя ленточного конвейера. На основе экспериментальных данных построены зависимости (рис. 13, 14) изменения фракционного состава при различных объемах загрузки и размерах дробленого продукта.

Из графика (рис. 13) видно, что с увеличением объема загрузки питателя содержание мелких фракций до 35 мм в дробленом продукте увеличивается, а содержание более крупных фракций от 35 мм уменьшается.

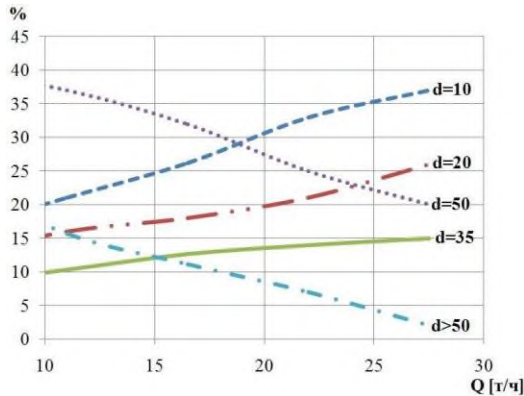


Рис. 13. Изменение фракционного состава (%) дробленого продукта зависимости от объема загрузки питателя для различных размеров дробленого продукта

Известно, что наиболее востребованным в строительстве является щебень с размерами до 20 мм. Из графика (рис. 14) видно, что с увеличением объема загрузки питателя от 5,5 до 27,2 т/ч содержание фракции с размерами до 20 мм в дробленом продукте увеличивается на 25 %. Это объясняется тем что, с увеличением количества частиц в камере дробления увеличивается степень вероятности столкновения дробимого материала друг с другом. График позволяет давать

рекомендации по эффективному объему загрузки питателя и определить рациональную производительность дробилки.

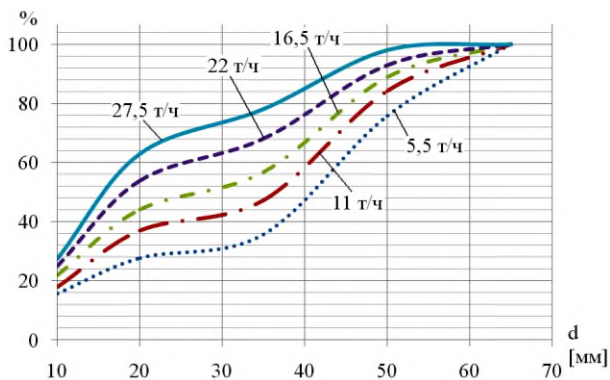


Рис. 14 Изменение фракционного состава щебня в процентах при разных значениях объема загрузки.

Так, при объеме загрузки, равном 27,5 т/ч выход продукции размерами до 20 мм составляет 63 %, остальные 37 % - недодробленные материалы, и эти материалы необходимо будет направить обратно в дробилку. Поэтому необходимый объем загрузки определяется с учетом этой массы.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В диссертационной работе методами кинематического и динамического синтеза решена актуальная задача обоснования параметров центробежно-ударной дробилки, предназначенной для получения щебня кубовидной формы.

По результатам работы можно сделать следующие выводы.

Установлена закономерность движения дробимого материала внутри ротора с прямыми и вогнутыми лопастями, позволяющая установить связь кинематических параметров дробимого материала с геометрическими параметрами ротора дробилки.

Разработана математическая модель, описывающая динамические процессы в трансмиссии дробилки, которая позволяет изучить закономерности движения элементов трансмиссии, влияние ее упругих и инерционных параметров на процесс крутильных колебаний, а также

действующие динамические нагрузки на элементы трансмиссии дробилки с учетом реальных особенностей ее работы.

Разработана конструкция опытного образца центробежно-ударной дробилки, обеспечивающая получение щебня кубовидной формы.

Разработана методика экспериментальных исследований центробежно-ударной дробилки, которая позволила на основе результатов ситового анализа дробленого продукта получить графические зависимости изменения фракционного состава при разных значениях объема загрузки.

Установлено, что при объеме загрузки, равном 27,5 т/ч количество выхода щебня размерам до 20 мм, востребованного в строительстве, составляет 63 %. Для различных объемов загрузки найден объем недодробленого материала, который необходимо направить для повторного дробления, и обосновать объем загрузки и производительность дробилки.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ ПУБЛИКАЦИЯХ:

1. Саадабаев Н.Т. Динамическая модель центробежно-ударной дробилки [Текст]: / М.С. Джуматаев, Н.Т. Саадабаев // Проблемы механики современных машин, Т 2: Сб. науч. тр. – Улан-Удэ, Восточно-Сибирский государственный университет, 2006. – С. 32-35.
2. Саадабаев Н.Т. К изучению движения частицы внутри ротора центробежно-ударной дробилки с вогнутыми лопастями [Текст] / М.С. Джуматаев, Н.Т. Саадабаев // Известия Национальной академии наук Кыргызской Республики № 4. – Бишкек, Илим, 2005. – С. 35-38.
3. Саадабаев Н.Т. Экспериментальное и промышленное исследования дробилок динамического действия [Текст] / М.С. Джуматаев, С.С. Искенов, Н.Т. Саадабаев // Машиноведение: сб. науч. тр. – Бишкек, Илим, 2002. – С. 210-215.
4. Саадабаев, Н.Т. Динамическая модель центробежно-ударной дробилки [Текст] / М.С. Джуматаев, Н.Т. Саадабаев // Известия Кыргызского государственного технического университета им. И.Раззакова №24. – Бишкек, Турар, 2011. – С. 35-38.
5. Саадабаев Н.Т. Типы и основные характеристики дробильных машин вращательного действия [Текст] / М.З. Алмаматов, Н.Т. Саадабаев, М.С. Байгазиев, Р.Ш. Халов // Машиноведение: Сб. науч. тр. – Бишкек, Илим, 2002. – С. 104-109.
6. Саадабаев Н.Т. К Вопросу изучения движения камня в роторной дробилке [Текст] / Н.Т. Саадабаев, Э.Р. Илиязова // Материалы между-

Майдаланып жаткан текзаттын ротордун бети боюнча болгон кыймылынын ылдамдыгынын теоретикалык кезкарандылыгы аныкталды. Майдалагычтын иштешинин өзгөчөлүктөрүн эске алгандагы эркин, аргасыз термелүүлөрдүн жана динамикалык нагрукаларды изилдегенге микшиччилк бершичч майдалагычтын узаткычынын жалпы динамикалык модели тицилд. Борбордон четтетип уруучу майдалагычты изилдөөдө эксперимент жргцишич ыкмасы иштелип чыкты. Аркандай келмдөгү жшктөөдө майдаланылган продуктунун пайыз тириндөгү фракциясынын курамынын өзгөрүшүн алынды. Ротордук системадагы титирөө кшктөрүн азайышына мшкшччшлшк бершичч, муунак жаздыкча жана тулкунун ортосуна серпилгичтиш элемент киргизиш менен байланышкан техникалык чечимдер сунушталды.

Курулуш жана тоокен өндүрүштүрүшүн зарылчылыктары шшш борбордон четтетип уруп майдалагычтын эксперименталдык шлгдөгү конструкциясы иштелип чыкты.

РЕЗЮМЕ

диссертации Саадабаева Нурланбека Турдубековича на тему: «Разработка методики расчета и конструирование центробежно-ударной дробилки» на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.18 – «Теория механизмов и машин»

Ключевые слова: измельчение, дробление, дробилка, разрушения материалов свободным ударом, перемещение частицы, вогнутая лопасть, прямая лопасть, ситовой анализ.

Объект исследования – центробежно-ударная дробилка.

Целью выполнения данной работы является обоснование параметров для создания работоспособной конструкции, а также разработка инженерной методики расчета элементов центробежно-ударной.

Методы исследования и аппаратура – исследование выполнялись методами кинематического и динамического анализа; экспериментальные исследования проводились с помощью разработанного стенда и аппаратуры фирмы Брюль и Кьер.

Определены теоретические зависимости скорости движения дробимого материала по поверхности ротора. Составлена обобщенная динамическая модель трансмиссии дробилки, позволяющая исследовать свободные, вынужденные колебания и динамические нагрузки с учетом реальных особенностей работы дробилки. Разработана методика проведения экспериментальных исследований центробежно-ударной дробилки. Получены изменение фракционного состава дробленого продукта в процентах при разных значениях объема загрузки. Предложены техни-

ческие решения, связанные с введением упругих элементов между корпусом и подшипниковыми узлами, позволяющие уменьшить вибрационную нагрузку роторной системы и опор.

Разработана конструкция экспериментального образца центробежно-ударной дробилки для нужд строительства и горной промышленности.

RESUME

the dissertation of Saadabaev Nurlanbek Turdubekovich on a subject: "Development of the methods of the calculation and construct centrifugal-striking grinder" on competition degree candidate of the technical sciences on profession 05.02.18 - "Theory mechanism and machines of"

Keywords: pulverizing, crushing, grinder, destructions material by free blow, moving the particle, the bent blade, straight line blade, strainer analysis.

The object of the study - centrifugal-striking grinder.

The purpose of the execution given work is a motivation parameter for making the run able design, as well as development of the engineering methods of the calculation element centrifugal-striking.

The methods of the study and equipment - a study were executed by methods kinematics and dynamic analysis; the experimental studies were conducted by means of designed stand and equipments of the company Brule and Kier.

They are determined theoretical dependencies to velocities of the moving the crushed material on surfaces of the rotor. It is formed generalized dynamic model trance grinders, allowing research free, compelled fluctuations and dynamic loads with provision for real particularities of the functioning(working) the grinder. The designed methods of the undertaking the experimental studies centrifugal-striking grinder. They are received change the factious composition of the crushed product in percent under different importance of the volume of the loading. They are offered technical decisions, connected with introduction springy element between body and bearing by nodes, allowing reduce the vibratory load an rotor systems and full tilt.

The designed design experimental sample centrifugal-striking grinder for necessities construction and mountain industry.



Саадабаев Нурланбек Турдубекович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА И СОЗДАНИЕ
ЦЕНТРОБЕЖНО-УДАРНОЙ ДРОБИЛКИ**

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано к печати 18.04.2012 г.
Формат 60x84 1/16. Объем 1,5 уч.-издл.
Печать офсетная. Бумага офсетная.
Тираж 100 экз. заказ № 506

720020, г. Бишкек, ул. Малдыбаева, 34, б
Кыргызской государственной университет
строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова