

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.

МЫШЛЯЕВ Б.К., д.т.н., проф.

ПЕВЗNER Л.Д., 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., к.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

ПОДЗЕМНЫЕ РАБОТЫ

Юнгмейстер Д. А., Лавренко С. А., Исаев А. И., Максаров В. В., Соколова Г. В., Иванов А. В. Модернизированный комплекс для проходки специальных выработок на шахтах "Метростроя" в сложных горно-геологических условиях 3

Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Борисов А. Ю. Устройства для улучшения процессов зарубки исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия 11

БУРОВЫЕ РАБОТЫ

Громадский Вик. А. Динамика вращения буровых ставов и рекомендации рациональных режимов бурения станками типа СБШ-250 17

ДРОБИЛЬНО-РАЗМОЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Бибииков П. Я., Бардовский А. Д., Митусов П. Е., Харитонов А. О. Агрегат для переработки слабых горных пород 24

РЕМОНТ. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Андреева Л. И., Красникова Т. И., Давлетшина Д. Р., Баранова Е. С. Повышение эффективности ремонтного производства горного предприятия с учетом результатов аудита 28

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Картавый А. Н. Моделирование и определение мощности дебалансных вибрационных агрегатов 33

Шемякин С. А., Иванченко С. Н., Чебан А. Ю. Математическая модель для расчета усилия рыхления выемочными машинами мерзлой породы крупным сколом 44

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.

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

PEVZNER L.D., 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., Cand. 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

UNDERGROUND MINING

Iungmeister D. A., Lavrenko S. A., Isaev A. I., Maksarov V. V., Sokolova G. V., Ivanov A. V. Modernization Tunnelling System for Drifting Special Roadway the Underground Mines "Metrostroy" in Complex Mining and Geological Conditions 3

Khoreshok A. A., Mametyev L. E., Tsekhin A. M., Borisov A. Yu. Devices for Improvement of Processes of the Cutting of Effectors of Roadheaders of Selective Action 11

DRILLING OPERATIONS

Gromadskiy Vik. A. Dynamics of Rod Rotating and Recommendations for Rational Modes of СБШ-250 Drilling Rigs 17

CRUSHING AND MILLING EQUIPMENT

Bibikov P. Ya., Bardovskiy A. D., Mitusov P. E., Kharitonov A. O. The Unit for the Processing of Weak Rocks 24

REPAIR DURABILITY

Andreeva L. I., Krasnikova T. I., Davletshina D. R., Baranova E. S. Improving the Efficiency of Repair Production Mountain Enterprises Based on the Results of the Audit 28

RESEARCH AND DEVELOPMENT

Kartavyi A. N. Generalize Model and Calculating Power Consumption of Vibration Imbalance Aggregates 33

Shemyakin S. A., Ivanchenko S. N., Cheban A. Yu. Mathematical Model for Calculating the Force of Loosening by Excavation Machines by Large Fragments of Frozen Rocks 44

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

УДК 622.232.8

Д. А. Юнгмейстер, д-р техн. наук, проф., **С. А. Лавренко**, асп., **А. И. Исаев**, асп.,
В. В. Максаров, д-р техн. наук, проф., **Г. В. Соколова**, ст. преп., НМСУ "Горный",
А. В. Иванов, зам. гл. инж., ЗАО "Метрокон", г. Санкт-Петербург

E-mail: IsaevAlexsey@gmail.com, sergey18.09.89@mail.ru

Модернизированный комплекс для проходки специальных выработок на шахтах "Метростроя" в сложных горно-геологических условиях

Представлены варианты конструкций проходческих комплексов для сооружения специальных выработок. Проведен расчет и построен график производительности комплекса со сменным оборудованием.

Ключевые слова: забой, проходческий комплекс, производительность, исполнительный орган.

D. A. Jungmeister, S. A. Lavrenko, A. I. Isaev, V. V. Maksarov, G. V. Sokolova, A. V. Ivanov

Modernization Tunnelling System for Drifting Special Roadway the Underground Mines "Metrostroy" in Complex Mining and Geological Conditions

The variants of structures for the construction of tunnel complexes special workings. The calculation and graphing performance tunnelling machines with a removable equipment.

Keywords: slaughtering, tunnel machines, performance, executive device.

Статья продолжает тематику исследований по совершенствованию механизации проходки спецвыработок в шахтах "Метростроя" СПб [5].

В нашей стране успешно осуществляются большие объемы работ, направленные на дальнейшее развитие всех видов транспорта. Важное место в комплексе транспортных сооружений занимают тоннели.

Щитовой способ проходки при проектировании принимают для протяженных (больше 150...200 м) выработок в неустойчивых нескальных породах, а также в скальных выветрелых породах с большим горным давлением, требующих возведения обделки вслед за подвиганием забоя. Особенно широко щитовой способ используют в проектах на проведение перегонных тоннелей метрополитена и городских коллекторов в сочетании со сборной или монолитно-прессованной бетонной обделкой.

Проведение станционных тоннелей метро также можно проектировать щитовым способом. Однако в связи с небольшой их протяженностью (120...160 м), необходимостью сооружения монтажных и демонтажных щитовых камер, значительной стоимостью и продолжительностью монтажа и демонтажа проходческих щитов на проведении станционных тоннелей чаще применяют бесщитовую (эректорную) проходку. Данный способ проходки является опасным и малопродуктивным. Поэтому встает вопрос о разработке компактных проходческих комплексов, разрушающих забой и одновременно удерживающих от вывалов рабочую зону. Стоит отметить, что именно на крепление забоя досками и сетками уходит существенный период времени, что значительно снижает темпы проходки таких тоннелей.

Эффективность и целесообразность применения проходческих комплексов в конкретных горно-геологических условиях определяются, в первую очередь, работоспособностью его исполнительного органа. Разнообразие свойств пород, сечений выработок и другие условия определяют различные требования к принципу действия и конструкции исполнительного органа.

Так как забои Санкт-Петербургского метрополитена имеют различную по своему составу структуру, то для их разрушения целесообразно применение исполнительных органов сменных типов для массивов различного состава.

Для передачи на разрушаемый забой значительного количества энергии большие перспективы имеют комбинированные методы разрушения при параллельном либо последовательном приложении энергии различных видов [1]. Для резания сухих глин может применяться резцовый инструмент как на планшайбовых исполнительных органах, так и на исполнительных органах стрелового типа, а также ударные исполнительные органы, ориен-

тированные на разрушение пород повышенной крепости. Комбинация традиционного механического резания вместе с ударным воздействием позволит проводить выработки в смешанных забоях по глине и породным прослойкам с крепостью до 8 (10) по шкале проф. М. М. Протодяконова.

Варианты конструкций проходческого комплекса с исполнительным органом в виде съемной планшайбы

Комплекс для проведения коротких выработок с тубинговой крепью [2] содержит тубингоукладчик 1 (рис. 1), несущую раму 2, раскосы 3. Перемещение тубингоукладчика 1 обеспечивают гидроцилиндры 15 (механизмом перемещения тубингоукладчика). Тубингоукладчик 1 снабжен поворотным рычагом 4, установленным на несущей раме 2 тубингоукладчика 1 и выполненным телескопическим. На одном из концов поворотного рычага 4 расположен захват 17 для тубинга 5, выполненный с возможностью замены его породоразрушающим инструментом, например, ударником 13 (рис. 2). На поворотном рычаге 4 с помощью креплений 8 закреплен соосно с ним рабочий орган в виде съемной планшайбы 9, на которой со стороны забойной части по всей ее поверхности расположены резцы 11, так что весь набор резцов 11 осуществляет одновременное разрушение забоя. Крепление 8 планшайбы 9 с поворотным рычагом 4 выполнено в виде быстросъемного соединения "ласточкин хвост", в котором выступы на поворотном рычаге 4, жестко связанные с ним, заведены в пазы, расположенные на внутренней стороне планшайбы 9. Планшайба 9 в средней части выполнена с четырьмя окнами-сегментами 18 для предварительного ослабления забоя, закрытыми раздвижными крышками в виде листов гофрированной стали 12. Планшайба 9 снабжена удерживающими ее от опрокидывания четырьмя выдвижными стопорами 10, гидроцилиндры 26 которых жестко закреплены на съемной планшайбе 9.

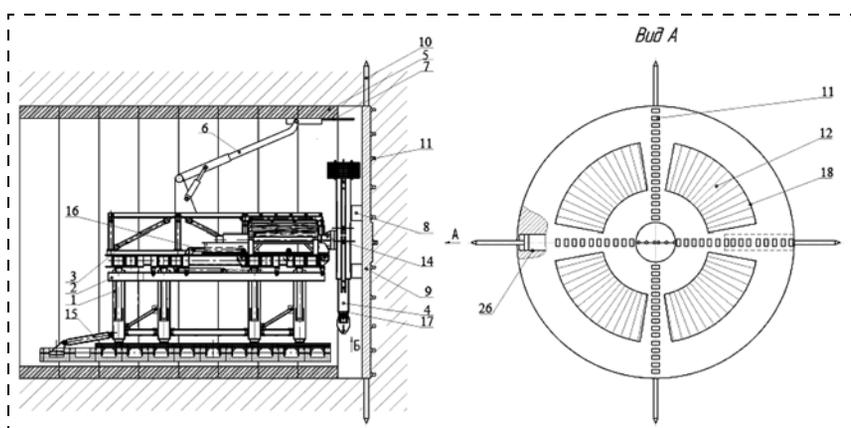


Рис. 1. Комплекс для проведения коротких выработок с тубинговой крепью

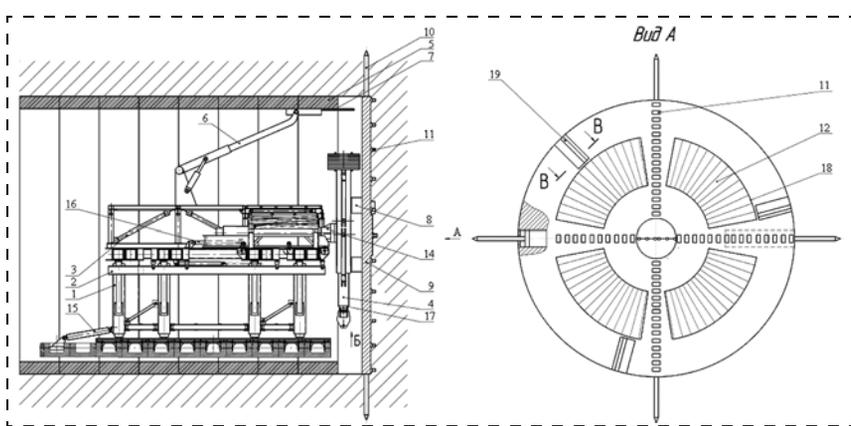


Рис. 2. Комплекс для проведения коротких выработок с тубинговой крепью и радиальными щелями

Механизм подачи планшайбы 9 выполнен в виде двух гидроцилиндров подачи 16, соединенных с тележкой гидропривода вращения 14 поворотного рычага 4. На несущей раме 2 тубингоукладчика 1 установлены телескопические стрелы 6 с закрепленными на них выдвижными козырьками 7 с возможностью их возвратно-поступательного движения.

С забойной стороны планшайба 9 может быть дополнительно снабжена радиальными щелями, расположенными по ее окружности, в которых жестко закреплены пластинчатые резцы 19 (см. рис. 2). Разработанная порода попадает во внутреннее пространство комплекса через радиальные щели, образованные планшайбой 9 и пластинчатым резцом 19.

Комплекс на рис. 3 может быть дополнительно снабжен четырьмя породопогрузочными ковшами 22, направляющей течкой 25, связанной с приемным лотком 21 и ленточным конвейером 20, установленным на раме 2 тубингоукладчика 1. При этом ковши 22 установлены диаметрально по окружности планшайбы 9, а их задняя стенка выполнена в виде отбойного листа 22 с отверстием в его верхней части, совмещенным с направляющей течкой 25. Ковши 22 и отбойный лист 23 связаны посредством роликов 24, позволяющих отбойному листу 23 оставаться неподвижным в процессе работы.

Планшайба 9 может быть закреплена на поворотном рычаге 4 с эксцентриситетом относительно оси его вращения (рис. 4), за счет чего образуется разгрузочная щель для прохода отбитой породы из призабойного пространства за планшайбу. Данная компоновка комплекса применима для разрушения породы достаточно высокой подвижности, например в тех случаях, когда обрабатывается сухая глина.

Описание работы проходческого комплекса

Стопорами 10 (рис. 5, а) раскрепляем планшайбу 9 у забоя, тем самым осуществляем удержание от возникновения вывалов. На захват 17 поворотного рычага 4 тубингоукладчика закрепляют

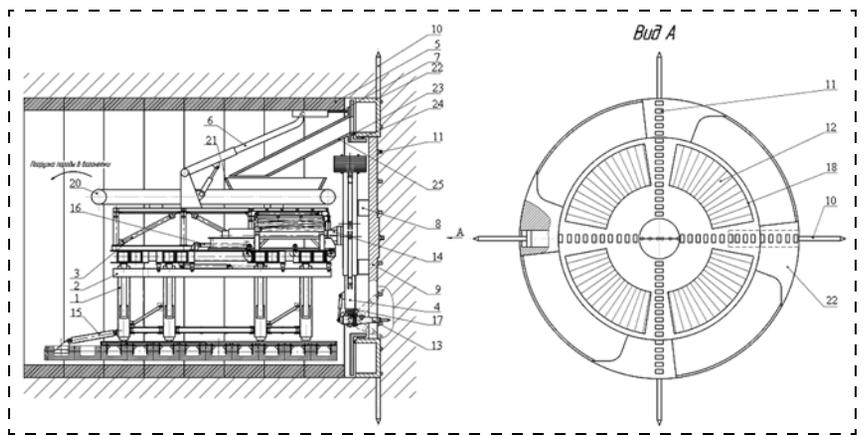


Рис. 3. Комплекс для проведения коротких выработок с тубинговой крепью с ковшами

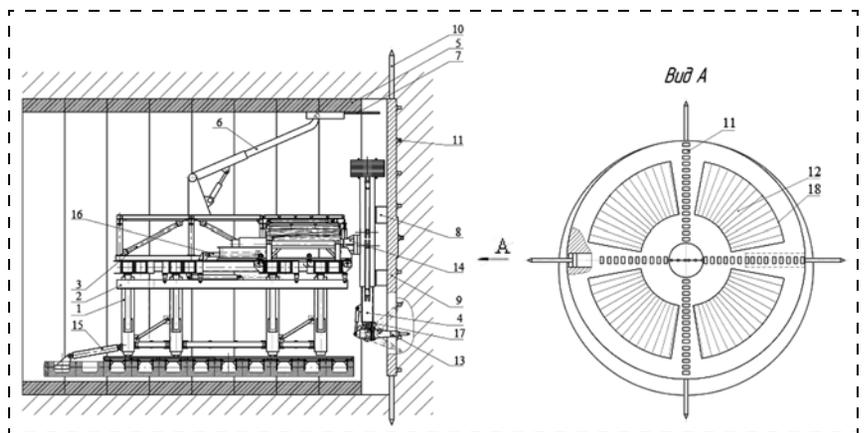


Рис. 4. Комплекс для проведения коротких выработок с тубинговой крепью с разгрузочной щелью

породоразрушающий инструмент, например, ударник 13. Ударами долота ударника 13 производят предварительное ослабление забоя через предусмотренные для этого окна 18, которые при разрушении забоя планшайбой 9 находятся в закрытом состоянии, при работе ударником 13 листы 12 можно сложить и тем самым обнажить часть забоя для его дальнейшего рыхления (см. рис. 5, а). Интенсивность и продолжительность рыхления зависят от состояния забоя и его фактической сопротивляемости резанию. Далее отсоединяют ударник 13 и производят крепление поворотного рычага 4 с планшайбой 9 (см. рис. 5, б). Крепление планшайбы 9 и поворотного рычага 4 осуществляют при помощи пазов на нем, выполненных в виде "ласточкиного хвоста" и выемок под паз 8 на планшайбе 9.

Так как поворотный рычаг 4 выполнен телескопическим, то при его подаче на планшайбу 9 и дальнейшем сдвигании (складывании) обеспечивается "въезд" пазов поворотного рычага 4 во впадины 8 планшайбы 9, тем самым обеспечивается

надежное соединение. После закрепления планшайбы 9 на поворотном рычаге 4 выдвижные стопоры 10, удерживающие планшайбу 9 от опрокидывания, возвращают в исходное положение. Включают привод вращения рычага 14, и планшайба 9 с установленными на ней резцами 11 осуществляет разрушение забоя (см. рис. 5, в). По мере отработки забоя планшайбу 9 вдавливают в забой выработки усилием механизма подачи 16. Уборку разработанной породы в комплексе осуществляют через окна-сегменты 18. Для уборки разработанной породы из забоя на планшайбе 9 могут быть выполнены радиальные щели для выхода

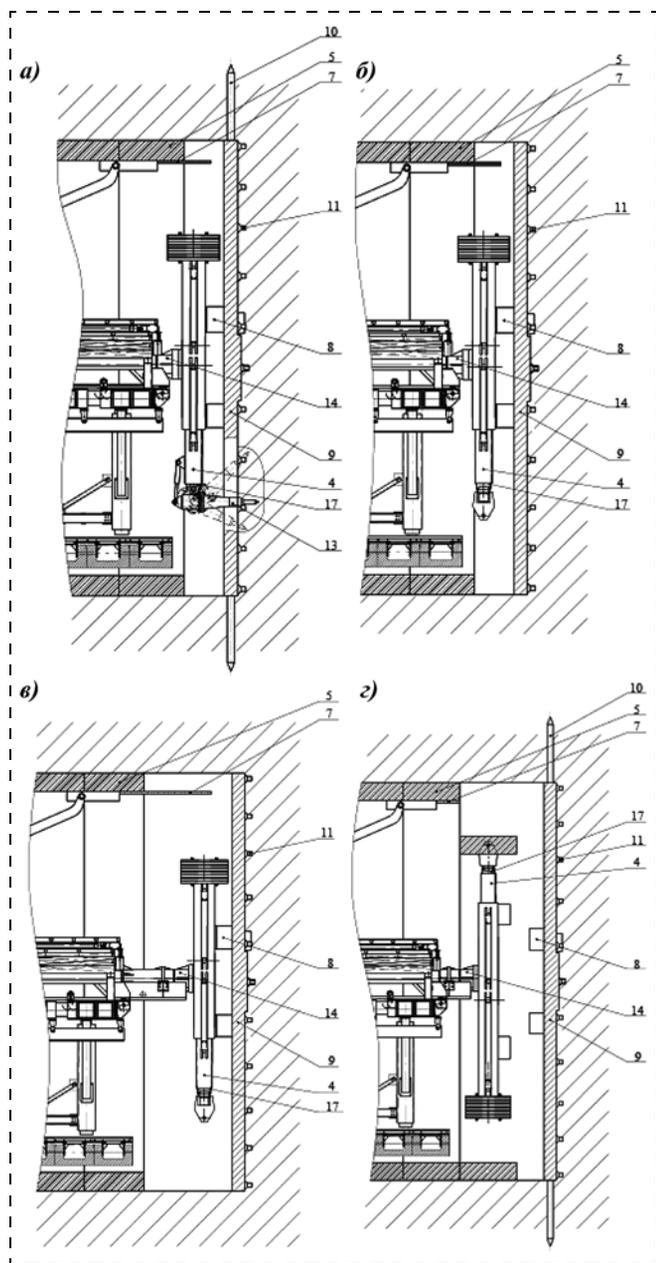


Рис. 5. Цикл работы проходческого комплекса:
а—г — последовательность фаз цикла

грунта, образованные пластинчатыми резцами 19 и планшайбой 9. Порода через радиальные щели перед пластинчатыми резцами 19, зачерпывающими ее, попадает во внутреннее пространство комплекса, откуда впоследствии убирается породопогрузочной машиной с погрузкой в вагонетки и электровозной откаткой до приемного пункта. В комплексе для уборки разработанной породы могут быть установлены ковши 22, из которых разработанная порода через отверстие в отбойном листе 23 попадает в направляющую тещку 25, а затем на конвейер 20 и в вагонетки. В результате установки планшайбы 9 на поворотном рычаге 4 с эксцентриситетом относительно оси его вращения в нижней части забоя образуется разгрузочная щель, через которую порода также проходит во внутреннее пространство комплекса. Защитную функцию в комплексе выполняют выдвижные козырьки 7, закрепленные на телескопической стреле б, ограждающие боковые зоны от вывалов.

После прохождения забоя комплексом на ширину кольца обделки (ширину тубинга) планшайбу 9 отсоединяют от поворотного рычага 4 тубингоукладчика, предварительно выдвинув стопоры 10 планшайбы 9, и на поворотный рычаг 4 при помощи установленного на нем захвата 17 крепят тубинги 5 для крепления выработанного пространства (см. рис. 5, г). После установки тубингов 5 по всему сечению выработки к захвату 17 рычага 4 крепят ударник 13. Затем цикл повторяется. По окончании каждого цикла временное удержание планшайбы 9 от опрокидывания осуществляется выдвижными стопорами 10.

Таким образом, комплекс позволяет увеличить скорость проходки, повысить безопасность ведения работ и точность профилирования выработки.

Комплекс со сменными исполнительными органами и клещевидным ударником

"Управление механизации" и "Метрокон" разработали проходческий комплекс с шандорной крепью КПШ-6, который позволяет проходить выработки диаметром 6 м и монтировать кольца обделки тоннеля. Данный комплекс включает в себя следующие машины и агрегаты: отбойно-погрузочная машина 1 (рис. 6) на основе комбайна 4ПУ, крепь с опорой 2 для закрепления кровли и лба забоя выдвижными шандорами, технологическую тележку с манипулятором 3 для монтажа обделки в кольцо, электрическую таль 4 для подачи тубингов в зону монтажа [5].

При разработке забоя комплексом порода подается с помощью ковша на стол с нагребными лапами и далее на скребковый транспортер комбайна, затем с него она попадает в ковш погрузочно-доставочной машины, используемой для доставки породы к стволу.

Для увеличения диапазона крепости и разновидности обрабатываемой породы (кембрийской глины) необходимо модернизировать проходческий комплекс с шандорной крепью КПШ-6. Модернизация заключается в изменении конструкции стрелы комплекса путем удаления одного звена для устранения негативной вибрации, возникающей при разрушении породы, и использования исполнительных органов различного типа. В качестве сменного оборудования отбойно-погрузочной машины могут использоваться фрезерные (рис. 7, а), ковшовые и ударные исполнительные органы. В данной статье далее будет рассматриваться ударный исполнительный орган, выполненный в виде сдвоенных ударников, образующих между собой челюстную хватку (см. рис. 7, в).

Обозначенные на рис. 7 позиции соответствуют следующим деталям: 1 — сменный исполнительный орган проходческого комбайна; 2—4 — рычаги стрелы; 5, 6 — гидроцилиндры перемещения рычагов стрелы; 7 — гидроцилиндр перемещения исполнительного органа; 8 — гидроцилиндр передвижки рычага 2 относительно рычага 3 на угол $\pm 60^\circ$ от оси стрелы в горизонтальной плоскости; 9 — рама поворотной плиты комбайна; 10 — основание стрелы; 11 — устройство для возвратно-поступательного движения стрелы; 12 — захватное устройство для замены исполнительного органа; 13 — гидроцилиндр поворота стрелы вдоль своей оси; 14 — отбойный молоток; 15 — нижний гидродомкрат; 16 — центральный гидродомкрат.

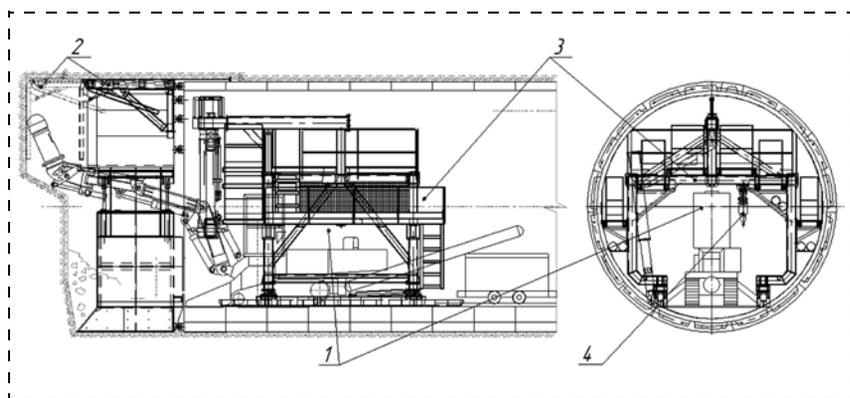


Рис. 6. Проходческий комплекс с шандорной крепью КПШ-6

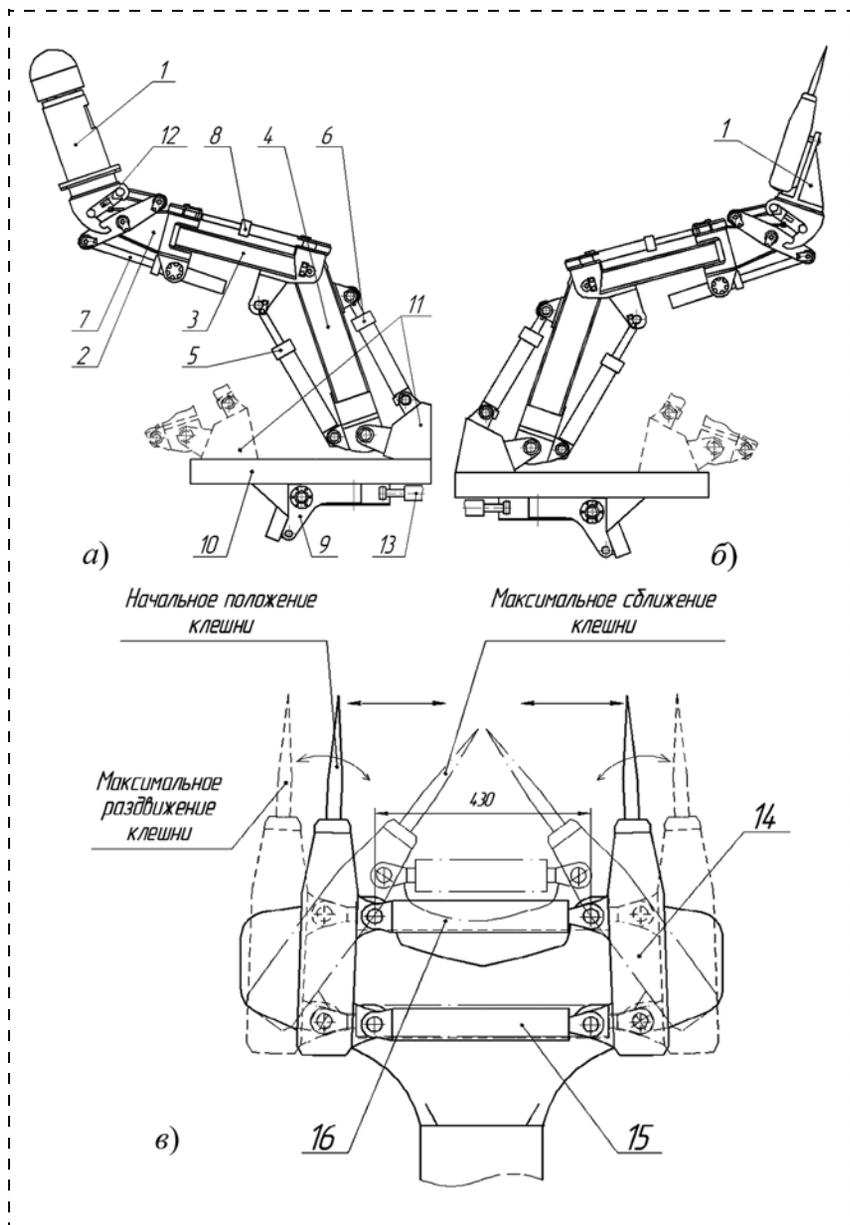


Рис. 7. Сменное оборудование отбойно-погрузочной машины: а — фрезерный исполнительный орган; б — исполнительный орган ударного действия (сдвоенные ударники), вид справа; в — исполнительный орган ударного действия (сдвоенные ударники), главный вид

Сдвоенные ударники имеют переменное расстояние между продольными осями, что эффективно сказывается при отработке пород разной крепости с разным количеством включений. При проходческих работах по породам малой крепости клешни исполнительного органа регулируются на максимальный угол захвата, а для отбойки крепких пород угол захвата клешней для зарубки уменьшается.

Описание конструкции

Клешни (см. рис. 7, в) состоят из двух отбойных молотков 14 (пневматических или гидравлических) и соединяющих их гидродомкратов 15, 16. Гидродомкраты расположены внутри труб для усиления жесткости конструкции. Чтобы иметь возможность менять ширину захвата исполнительного органа, центральный гидродомкрат 16 закреплен на молотках жестко, нижний гидродомкрат 15 — шарнирно и ездит по направляющим.

Принцип действия

При распоре клешней центральный гидродомкрат распирается не на всю длину. Центральный гидродомкрат отвечает за регулировку ширины распора отбойных молотков. Нижний гидродомкрат распирается параллельно с центральным для раздвигания ударников.

Далее для создания угла захвата клешни нижний гидродомкрат продолжает распирается, создавая угол захвата. Расстояния между внедряемыми ударниками меняются, ударники работают друг на друга.

При сближении клешни зарубаются и начинают сводиться в целях создания выкола определенной формы. Выколы должны перехлестываться, ударники должны образовывать общий большой выкол, чтобы увеличивалась производительность.

Технология разработки забоя

На породах малой крепости заглупление инструмента происходит крупными сколами. Клещеобразный исполнительный орган на мягких породах работает на максимальном раздвижении отбойных молотков, что обеспечивает быструю отработку первоначального скола. Последовательность действий при этом такая:

1. Придвигание исполнительного органа к забою.
2. Заглупление отбойных молотков в забой. Пневмоударники внедряют в левой части сектора с последующим движением вверх и вправо по дуге.

3. Скалывание кусков породы максимально раздвинутыми клешнями исполнительного органа. Направление подачи ударников по забою слева направо и вниз.

4. Сжатие клешней для дальнейшей разработки забоя.

На породах большой крепости обработка забоя выполняется аналогично исполнительным органом со сведенными ударниками для облегчения работы с кусками породы высокой крепости. Скалывание кусков породы происходит в несколько этапов, за один заход скалывается кусок породы, имеющий размеры в несколько раз меньшие, чем кусок породы, образующийся при сколе пород малой крепости.

При таком способе обработки на забое образуются небольшие целики, которые легко удаляются при последующей обработке.

Расчет производительности исполнительного органа со сдвоенными ударниками

Для мягких и сухих глин с пределом прочности от 2 до 8 МПа коэффициент крепости по шкале проф. М. М. Протоdjeяконова $f = 1...2$, что является близким к нормам СНиП 32-04-97, ВСН-190-78 и соответствует практическому опыту проходческих работ в условиях Санкт-Петербургского метро [3].

Известно, что при реализации энергии удара, передаваемой долоту, сила удара инструмента по породе составляет [6]

$$P_{уд} = 2 \sqrt{Zd\sigma_{сж}(\operatorname{tg}\alpha/2 + \mu)KA}, \text{ Н}, \quad (1)$$

где Z — число лезвий долота; d — диаметр долота, м; α — угол заточки лезвия долота, °; μ — коэффициент трения инструмента о породу; K — коэффициент затупления лезвий долота; $\sigma_{сж}$ — предел прочности

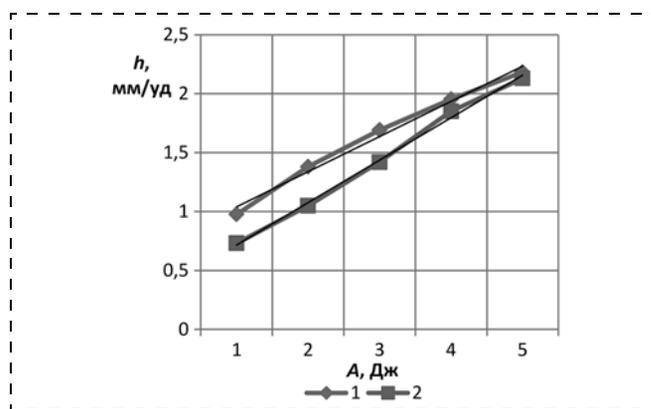


Рис. 8. Зависимость среднего заглупления от энергии удара: 1 — кривая, полученная по формуле (2); 2 — кривая, полученная по экспериментальным данным

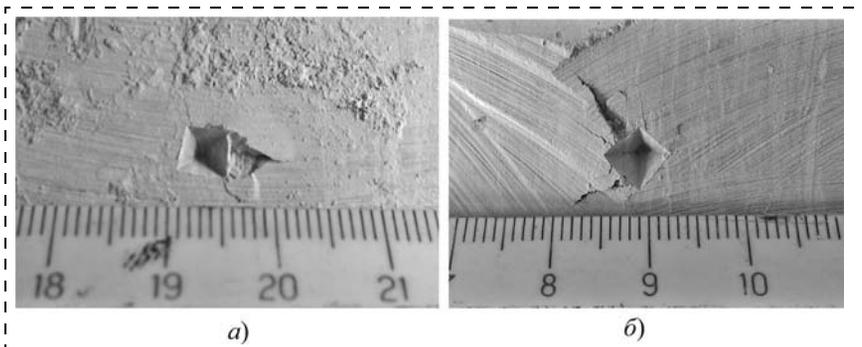


Рис. 9. Виды зон внедрения индентора в образцы кембрийской глины: а — энергия удара 4 Дж, среднее значение глубины внедрения $h_{cp} = 1,85$ мм; б — энергия удара 5 Дж, среднее значение глубины внедрения $h_{cp} = 2,13$ мм

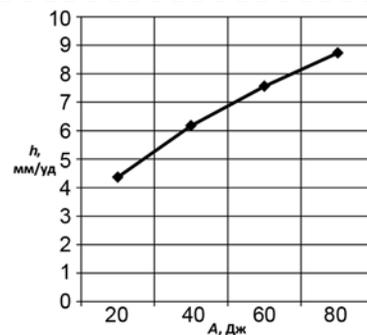


Рис. 10. Зависимость среднего заглубления от энергии удара для глины

горной породы на сжатие, Па; A — энергия удара гидроударника, Дж.

Глубина погружения лезвий долота:

$$h = \sqrt{\frac{A}{Zd\sigma_{сж}(\operatorname{tg}\alpha/2 + \mu)K}}, \text{ м.} \quad (2)$$

Используя формулу (2), можно определить зависимость заглубления долота от энергии удара A для глины (рис. 8, кривая 1).

Были проведены исследования по определению внедрения пики отбойного молотка с углом заточки $\alpha = 60^\circ$ в образцы кембрийской глины с коэффициентом крепости $f = 1$ по шкале проф. М. М. Протодяконова (рис. 9). При проведении испытаний энергия удара A индентора варьировалась от 1 до 5 Дж. По результатам эксперимента была построена зависимость $h = f(A)$ (см. рис. 8, кривая 2).

Как видно на рис. 8, зависимость h от A описывается линейной функцией, отклонение значений, полученных теоретическим путем, от экспериментальных величин не превышает 5 %, следовательно, используя формулу (2), можно получить зависимость заглубления долота от величины энергии удара более широкого диапазона (рис. 10) и рассчитать производительность:

$$Q = 60 \frac{l_{ск} h_{ск} b}{(t_{р.уд} + t_{вс})} = 60 \frac{0,8 \cdot 0,556 \cdot 0,2}{(3 + 6)} = 0,296 \text{ м}^3/\text{мин} = 17,78 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3)$$

где $l_{ск}$ — высота скола ($l = 0,8$ м), м; b — ширина скальваемой породы ($b = 0,2$ м), м (см. рис. 11); $t_{р.уд}$ — время работы ударника ($t_{р.уд} = 3$ с), с; $t_{вс}$ — время вспомогательных операций, с; $h_{ск}$ — глубина скальваемой породы, мм:

$$h_{ск} = h n_{уд} t_{р.уд} 10^{-3} = 6,176 \cdot 30 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 0,556 \text{ м}, \quad (4)$$

где h — среднее заглубление за один удар, мм/удар (см. рис. 10 для энергии удара $A > 40$ Дж); $n_{уд}$ — число ударов, производимое ударником ($n_{уд} = 30 \dots 70$ уд/с).

Подставляя в формулу (3) различные величины среднего значения заглубления за удар (см. рис. 10,

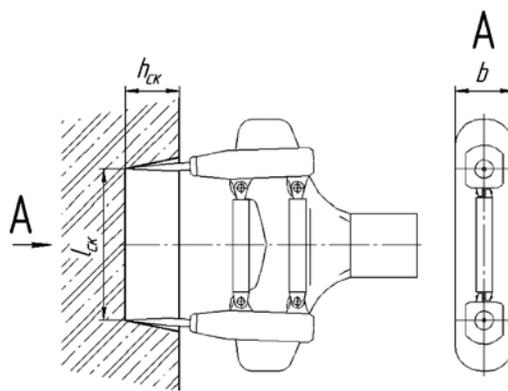


Рис. 11. Расчетная схема исполнительного органа со двоянными ударниками

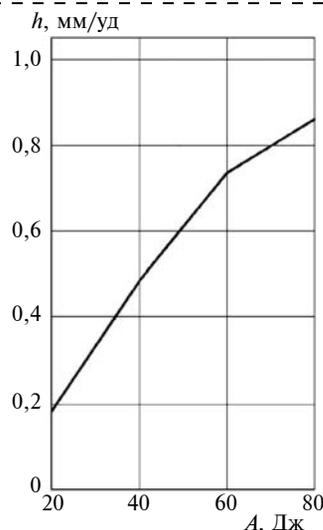


Рис. 12. Зависимость среднего заглубления за один удар при ударном бурении известняка на копре от энергии единичного удара [3, 4]

12 и 13 соответственно для глины, известняка ($f=6$ по шкале проф. М. М. Протодьяконова) и гранита ($f=12$)), можно построить график производительности проходческого комплекса со сдвоенными ударными исполнительными органами (рис. 14).

При использовании сменного оборудования повышается диапазон крепости обрабатываемой породы, что позволяет применять проходческий комплекс не только при сооружении специальных выработок на шахтах Санкт-Петербургского метрополитена, где работы ведутся по кембрийским глинам ($f=1...4$), но и на шахтах при строительстве метрополитенов в других городах, а также для различных тоннелестроительных и горноспасательных работ.

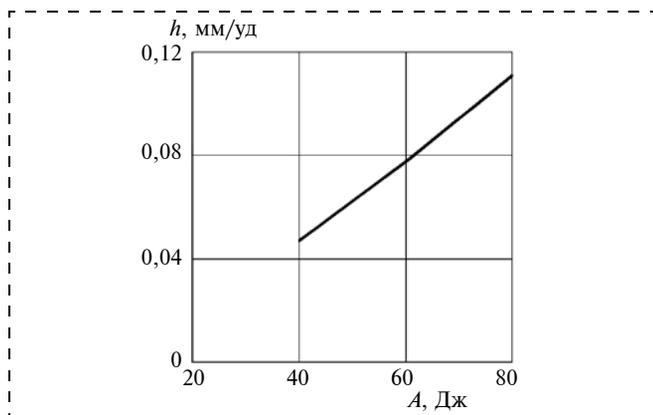


Рис. 13. Зависимость среднего заглупления за один удар при ударном бурении гранита на копре от энергии единичного удара [3, 4]

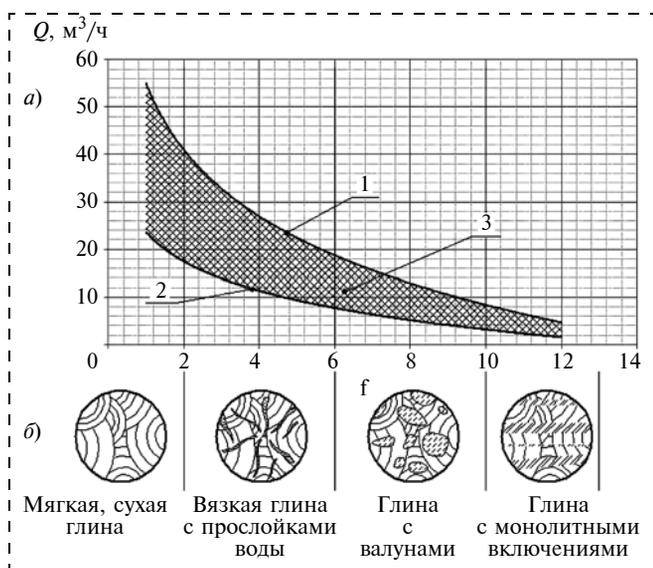


Рис. 14. Графики производительности проходческого комплекса со сменным оборудованием (а) и характерная структура пород данного диапазона суммарной крепости разрушаемого забоя (б): 1 — производительность ударного исполнительного органа при максимальной частоте ударов; 2 — производительность ударного исполнительного органа при минимальной частоте ударов; 3 — диапазон производительности при работе ударным исполнительным органом в виде сдвоенных ударников

Таким образом, проходческие комплексы с исполнительным органом в виде съемной планшайбы и сменным оборудованием позволяют увеличить скорость проходки, повысить безопасность и комфортность ведения работ и точность профилирования выработки.

Стоит отметить, что при совместном использовании предложенных комплексов с погрузочно-доставочными машинами [7] возможно достичь:

- обеспечения производительности транспортировки фактического объема отбитой горной породы за счет использования различных типов погрузочно-доставочных машин;
- исключения на шахтах "Метростроя" оборудования, такого как зарядные устройства, трансформаторные, преобразовательные подстанции и парк вагонеток, а также необходимости выделения под него земельного участка;
- повышения безопасности и комфортности для персонала проведения строительных работ из-за отсутствия контактного провода и рельсового пути.

Конструкции предложенных комплексов позволяют механизировать все операции и, главное, работать по забоям любого состава для различных пород, разрабатываемых в шахтах ОАО "Метрострой" СПб.

Список литературы

1. Галяс А. А., Полуянский С. А. Основы термомеханического разрушения горных пород. Киев: Наук. думка, 1972. 290 с.
2. Пат. № 249801. Комплекс для проведения коротких выработок с тубинговой крепью / Юнгмейстер Д. А., Соколова Г. В., Лавренко С. А.; опубл. 2013, Бюл. № 31.
3. Протосеня А. Г., Огородников Ю. Н., Деменков П. А., Карасев М. А., Лебедев М. О., Потемкин Д. А., Козин Е. Г. Механика подземных сооружений. Пространственные модели и мониторинг. СПб.: СПГГУ-МАНЭБ, 2011. 355 с.
4. Коняшин Ю. Г. Экспериментальное исследование влияния параметров удара на показатель разрушения горных пород // Науч. сообщения ИГД им. А. А. Скочинского: Сб. науч. тр. Т. 21. М.: Госгортехиздат, 1963.
5. Юнгмейстер Д. А., Лавренко С. А., Иванов А. В. Анализ использования проходческого комбайна в составе комплекса "КПШ-6" в условиях шахт ОАО "Метрострой" Санкт-Петербург // Горное оборудование и электромеханика. № 3. 2012. С. 14—20.
6. Подэрни Р. Ю., Хромой М. Р., Сандалов В. Ф. Методика определения главных параметров гидроударника // Горные машины и автоматика. № 12. 2003. С. 41—44.
7. Юнгмейстер Д. А., Лавренко С. А., Исаев А. И., Иванов А. В. Использование погрузочно-доставочных машин на шахтах Метростроя // Горное оборудование и электромеханика. № 9. 2012. С. 2—7.

А. А. Хорешок, д-р техн. наук, проф., **Л. Е. Маметьев**, д-р техн. наук, проф.,
А. М. Цехин, канд. техн. наук, доц., **А. Ю. Борисов**, ст. преп.,
КузГТУ, г. Кемерово

E-mail: bau.asp@rambler.ru

Устройства для улучшения процессов зарубки исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия^{НГ*}

Раскрыта сущность технических решений для улучшения процесса зарубки двухкорончатых исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия с использованием дискового инструмента.

Ключевые слова: проходческий комбайн, исполнительный орган, телескопическая стрела, корпус редуктора, коронка, призма, узел крепления, дисковый инструмент, разрушение, зарубка, способ обработки.

A. A. Khoreshok, L. E. Mametyev, A. M. Tsekhin, A. Yu. Borisov

Devices for Improvement of Processes of the Cutting of Effectors of Roadheaders of Selective Action

The essence of a technical solution for improvement of process of a cutting of double head effectors of the roadheaders of selective action with use of the disk tool is opened.

Keywords: roadheader, effector, telescopic boom, gear box, head, prism, fastening knot, disk tool, destruction, cutting, processing technology.

Роль Кузбасса в угольной промышленности России

Одним из мировых лидеров по добыче угля является Россия. В ее недрах сосредоточена треть мировых ресурсов угля и пятая часть разведанных запасов — 193,3 млрд т. Промышленные запасы действующих предприятий составляют почти 19 млрд т, в том числе коксующихся углей — около 4 млрд т. При существующем уровне добычи угля его запасов хватит более чем на 550 лет. Из угледобывающих регионов самым мощным поставщиком угля является Кузнецкий бассейн — здесь производится более половины (57 %) всего добываемого угля в стране и три четверти (76 %) углей коксующихся марок [1].

За последние 3 года в Кузбассе отмечается постепенное нарастание ежегодных объемов добычи угля от 192 млн т в 2011 г. до 201,5 млн т в 2012 г. и до 203 млн т в 2013 г.

В целом по угольной отрасли России среднесуточная нагрузка на комплексно-механизованный очистной забой составила 4312 т и увеличилась по сравнению с январем—сентябрем 2012 г.

с 4039 т на 7 %, а на лучших предприятиях она значительно превышает среднеотраслевой показатель. В Кузнецком угольном бассейне за тот же период среднесуточная добыча угля из одного действующего очистного забоя составила 3707 т, а из комплексно-механизованного забоя — 4666 т.

Темпы проведения выработок — ключ к подготовке фронта очистных работ

За январь—сентябрь 2013 г. в угольной отрасли России проведено 308,5 км горных выработок, в том числе вскрывающих и подготавливающих — 246,8 км. При этом уровень комбайновой проходки составляет 84 % общего объема проведенных выработок [1].

В настоящее время в Кузбассе при добыче угля и проходке горных выработок используется обширный парк очистных и проходческих комбайнов отечественного и зарубежного производства. Для обеспечения наращивания или поддержания объемов добычи угля подземным способом в Кузбассе необходимо существенно увеличить темпы проведения горных выработок с использованием энерго-

* Символом "НГ" обозначены статьи, полученные с Недели горняка.

вооруженных проходческих комбайнов, обладающих высоким уровнем адаптации к постоянно изменяющимся горно-геологическим и горно-техническим условиям эксплуатации [2].

В период с 2007 по 2012 г. на шахтах крупнейшего в России объединения ОАО "СУЭК-Кузбасс" в эксплуатации находились следующие проходческие комбайны: 1ГПКС, П110, КП21, СМ-130, DBT Bucyrus, MD-1100, Bolter Miner MB670, Sandvik MR340, Joy 12CM30, Joy 12CM18, Joy 12CM15 [3].

Динамика объемов проходки выработок на шахтах ОАО "СУЭК-Кузбасс" показывает, что с 2007 по 2012 г. ежегодно проводилось комбайновым способом от 70 до 90 км выработок. При этом доля объемов проходки, например, комбайнами КП21 возросла с 14,5 % в 2007 г. до 42,4 % в 2012 г.

Анализ максимально достигнутых темпов проведения выработок комбайновым способом показал, что бригадой А. М. Авхимовича (участок № 3 шахты им. А. Д. Рубана) в марте 2012 г. пройдено 599 м горной выработки с помощью комбайна КП21, а с октября 2011 г. по март 2012 г. всего пройдено 2322 м выработки, что является рекордом ОАО "СУЭК-Кузбасс" [3]. При эксплуатации комбайна КП21 бригадой С. А. Подрезова на шахте "Комсомолец" ОАО "СУЭК-Кузбасс" пройдено горных выработок: в марте 2010 г. — 560 м, в сентябре 2010 г. — 707 м, в марте 2011 г. — 830 м. Ожидаемые темпы проходки выработок проходческими комбайнами со стреловидным исполнительным органом в ближайшей перспективе могут составить 600...800 м/мес, что соответствует требованиям конкурентоспособности с зарубежной техникой.

В целом эффективность эксплуатации проходческих комбайнов избирательного действия зависит от горно-геологических и горно-технических условий, правильного выбора конструктивно-компоновочной схемы исполнительного органа, применением рациональных схем зарубки и обработки забоя при заданных параметрах контура и сечения выработки.

Основными условиями и факторами, влияющими на выбор рациональной схемы обработки забоя, являются: параметры и размеры выработки; совмещение ширины фронта механизированной погрузки разрушенной горной массы с шириной выработки; последовательность выемки угля и породы с учетом расположения в забое угольного пласта, его мощности и угла залегания, породных прослоек, отдельных крепких породных вклю-

чений, состояния пород почвы и кровли выработки, наличия негабаритов в продуктах разрушения забойного массива.

Технические решения по повышению эффективности обработки забоя исполнительными органами проходческих комбайнов избирательного действия

В мировой практике эксплуатация проходческих комбайнов избирательного действия нашли применение два типа стреловидных корончатых исполнительных органов, один из которых представлен резцовыми продольно-осевыми, а другой — поперечно-осевыми коронками или барабанами.

На кафедре горных машин и комплексов КузГТУ им. Т. Ф. Горбачева проводятся комплексные исследования по совершенствованию конструктивно-компоновочных схем как продольно-осевых, так и поперечно-осевых исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия для адаптации к условиям эксплуатации на шахтах ОАО "СУЭК-Кузбасс".

Базовой основой комплекса новых разработок является перспективный дисковый породоразрушающий инструмент с расширенной областью применения по разрушению как угольных, так и породных частей забойных массивов проводимых горных выработок.

Стратегической целью описанного выше направления исследований является выбор и разработка сменных модульных конструктивных элементов к исполнительным органам выемочно-проходческих комбайнов для повышения эффективности их эксплуатации на горно-добывающих предприятиях Кузбасса.

Намечена реализация результатов исследований в ОАО "СУЭК-Кузбасс" с использованием технологических и технических решений на базе патентов КузГТУ им. Т. Ф. Горбачева [4—7].

Для исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия предложено использовать дисковые инструменты на трехгранных призмах в конструкции реверсивных радиальных продольно-осевых коронок (рис. 1) [2, 4, 8].

Исполнительный орган проходческого комбайна содержит стрелу 1, на которой установлены две разрушающе-погрузочные коронки 2, кинематически связанные между собой через раздаточный редуктор 3. Каждая коронка 2 состоит из усеченных конусов или призм с малым основанием 4 и большим основанием 5, ступица которого прикреплена к выходному валу редуктора 3.

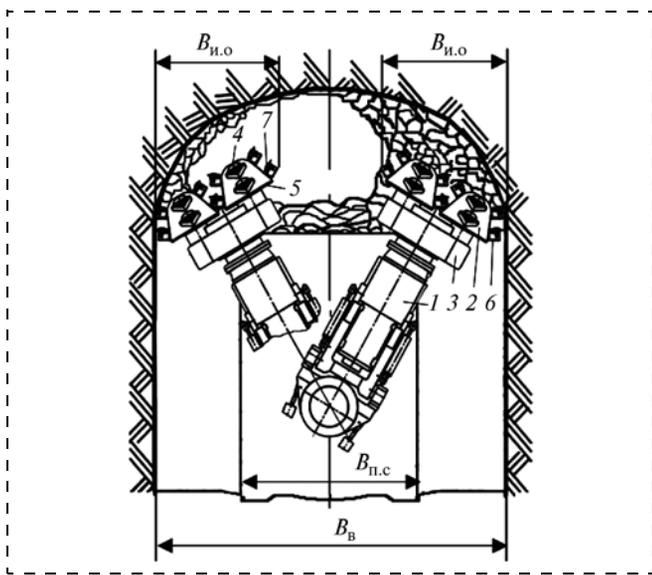


Рис. 1. Исполнительный орган проходческого комбайна с двумя продольно-осевыми коронками и дисковым инструментом: $B_{и.о}$ — приборная рабочая ширина исполнительного органа; $B_{в}$ — проектная ширина выработки; $B_{п.с}$ — ширина стола питателя погрузочного устройства

К наружным поверхностям коронок прикреплены трехгранные призмы δ с дисковыми инструментами ζ . Кинематическая редукторная связь позволяет трехгранным призмам δ коронок 2 при вращении создавать пространственные лабиринты и коридоры, обеспечивающие совмещение процессов разрушения, дробления и погрузки в пределах проектной ширины $B_{в}$ проводимой выработки.

В процессе проходки горной выработки, перед каждым рабочим циклом, первоначально осуществляют зарубку двухкорончатого исполнительного органа на ширину захвата B_3 (рис. 2, *а*) разрушающе-погрузочными коронками 2 . При этом стрела 1 перемещается по направлению движения $1'$ от кровли выработки к почве с постепенным телескопическим удлинением по стрелке K от $B_3 = 0$ до требуемой величины B_3 и после этого производят подъемно-поворотное перемещение стрелы 1 по стрелке L от почвы к кровле выработки по направлению движения $2'$.

После зарубки траектория движения стрелы 1 с разрушающе-погрузочными коронками 2 осуществляется по направлениям перемещения $1' - 12'$ (см. рис. 2, *б*). При направлениях перемещения $1' - 11'$ преобладают процессы разрушения и дробления негабаритов, а в направлении перемещения $12'$ — процессы погрузки и дробления негабаритов с разрушением выступов-гребешков на поверхности почвы выработки.

Для радиальных продольно-осевых коронок исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия предложено несколько вариантов узлов крепления дискового инструмента на трехгранных призмах, позволяющих реализовать реверсивные режимы работы, улучшающие погрузочные возможности в прибортовых зонах проводимых горных выработок [4, 5, 8].

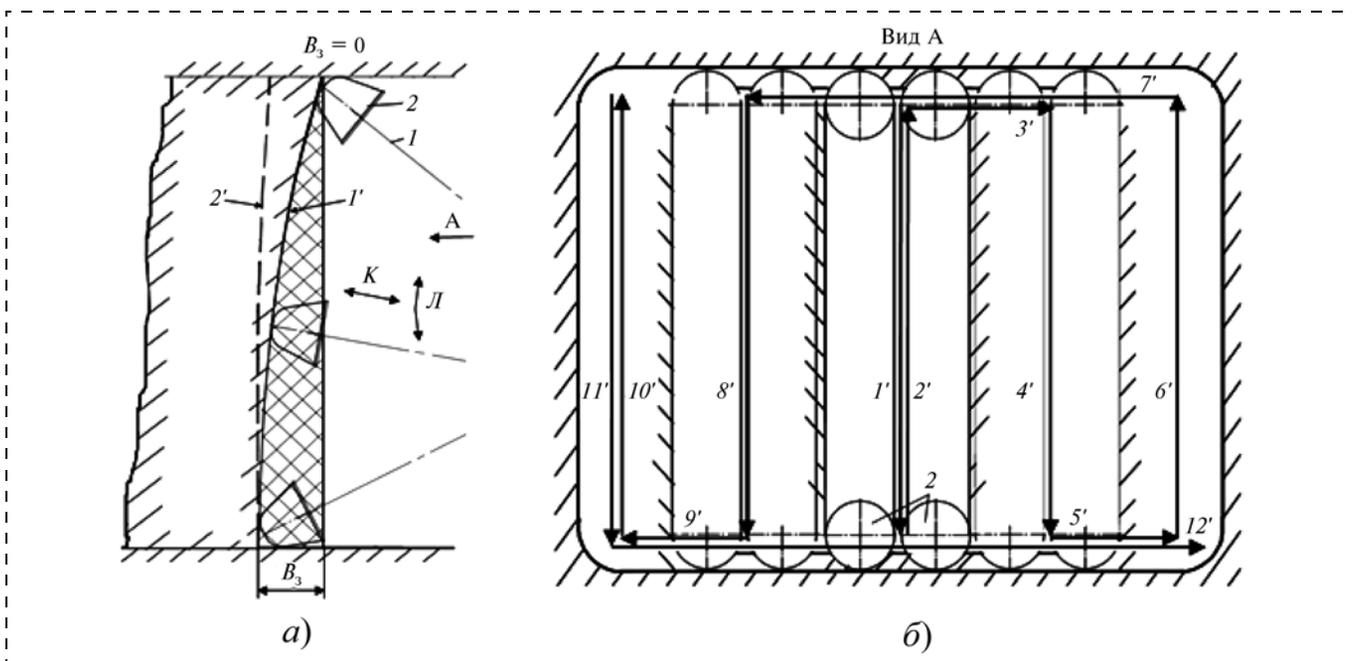


Рис. 2. Траектории перемещений исполнительного органа: *а* — при зарубке; *б* — при обработке всего забойного массива выработки

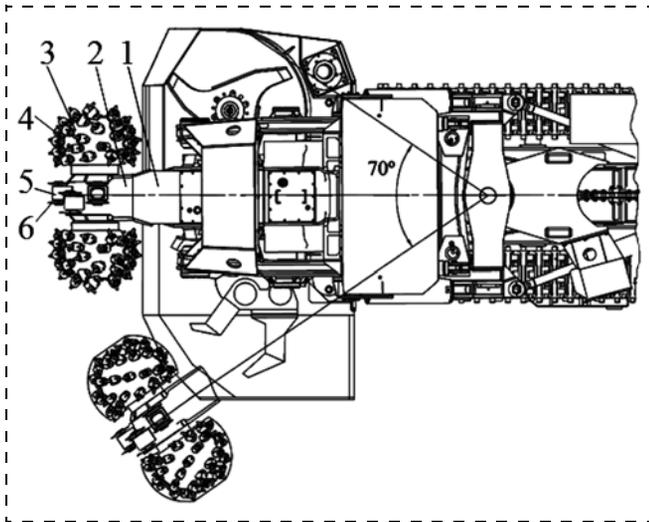


Рис. 3. Проходческий комбайн с поперечно-осевыми аксиальными коронками

Основным недостатком многочисленных исполнительных органов проходческих комбайнов с поперечно-осевыми исполнительными органами является низкая производительность процесса зарубки из-за наличия неразрушаемого целика забойного массива в межкорончатом пространстве, что требует дополнительных возвратно-поворотных движений стрелы в горизонтальной плоскости.

Для повышения эффективности процесса зарубки исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия, например комбайна П110, с поперечно-осевыми аксиальными коронками, которые разделены друг от друга корпусом раздаточного редуктора, предложено в меж-

корончатой зоне размещать дисковые инструменты на четырехгранных призмах (рис. 3) [7].

Исполнительный орган проходческого комбайна избирательного действия содержит стрелу 1 (рис. 4), корпус 2 раздаточного редуктора с двумя разрушающими аксиальными коронками 3, содержащими резцы 4. К корпусу 2 раздаточного редуктора прикреплены четырехгранные призмы 5 с двумя дисковыми инструментами 6. К корпусу комбайна стрела 1 прикрепена гидродомкратами поворота в горизонтальной плоскости. Кроме того, стрела 1 взаимодействует с гидродомкратами подъема в вертикальной плоскости и гидродомкратами механизма телескопической раздвижности. Четырехгранные призмы 5 с двумя дисковыми инструментами 6 размещены в шахматном порядке на наружной цилиндрической поверхности корпуса 2 раздаточного редуктора стрелы 1. Внутреннее пространство четырехгранной призмы 5 с узлами крепления дискового инструмента 6 закрыто герметичной четырехгранной крышкой 7 (см. рис. 4, а). Диаметр окружности, описывающей вылет наружных кромок дисковых инструментов 6 в плоскости, перпендикулярной оси вращения коронок 3, не превышает диаметра окружности, описывающей максимальный радиальный вылет крайних резцов 4 на больших основаниях разрушающих аксиальных коронок 3 (см. рис. 4, б) [7].

Исполнительный орган проходческого комбайна избирательного действия осуществляет циклическое проведение выработки прямоугольного сечения по высоте H и ширине B (рис. 5) [7].

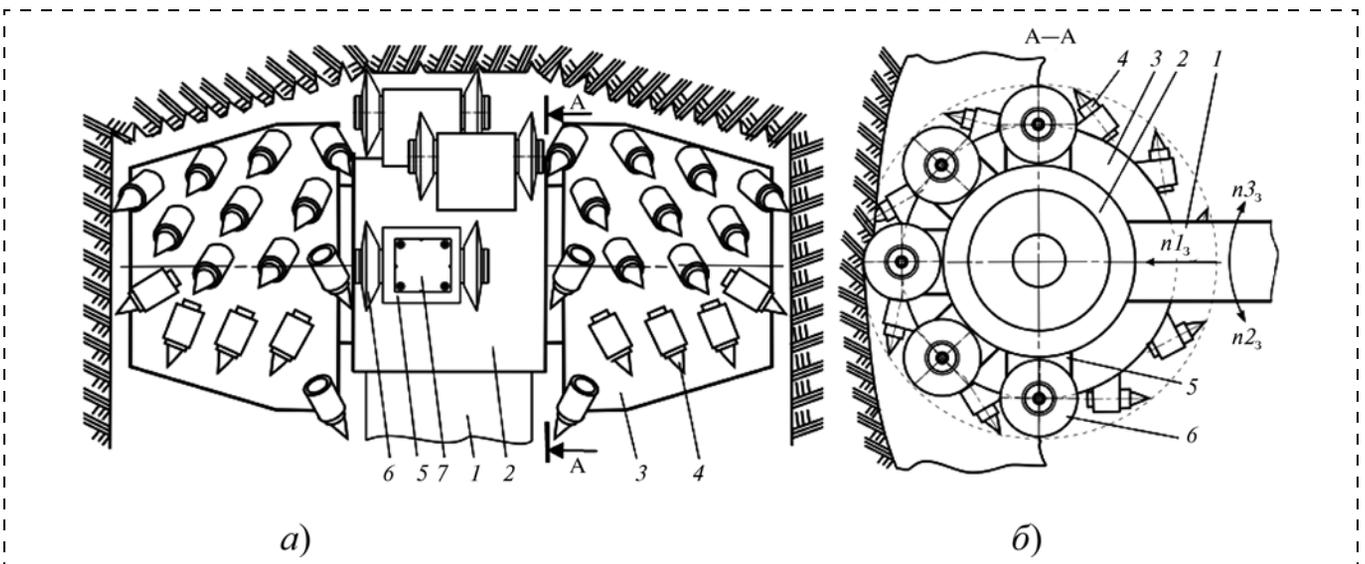


Рис. 4. Конструкция забойной части исполнительного органа:

а — место размещения четырехгранных призм с дисковыми инструментами; б — схема окружного вписывания дисковых инструментов

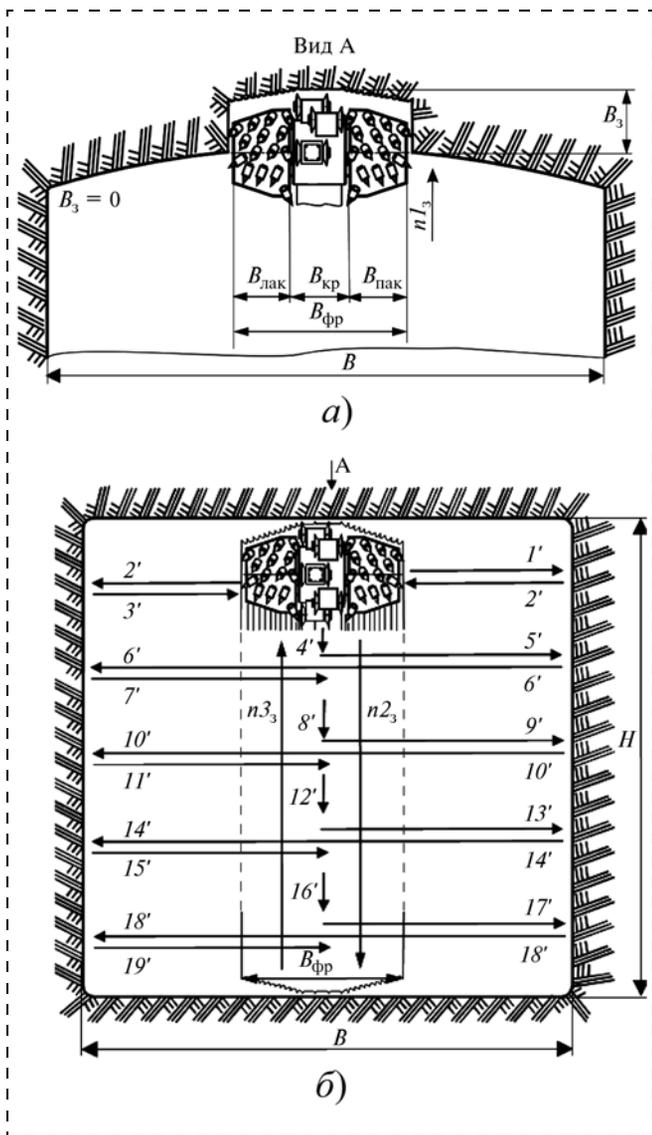


Рис. 5. Траектории перемещений исполнительного органа: а — на этапе центральной зарубки; б — при обработке всего забойного массива выработки

Подготовка к циклу проходки начинается с процесса зарубки в центральной части выработки (см. рис. 5, а). При зарубке стрелы с двумя разрушающими аксиальными коронками на требуемую величину заглупления в направлении продольной оси выработки или на ширину поперечного захвата B_3 , совмещают возвратно-циклические перемещения стрелы в вертикальной плоскости от кровли до почвы выработки n_{2_3} и обратно, n_{3_3} (см. рис. 5, б), с постепенной телескопической раздвижностью n_{1_3} (см. рис. 5, а) на заданную ширину захвата B_3 . Этот процесс обеспечивается одновременной работой гидродомкратов подъема стрелы, гидродомкратов телескопической раздвижности стрелы и непрерывным вращением двух разрушающих ак-

сиальных коронок с резцами. Процесс зарубки осуществляется по ширине фронта $B_{фр}$, включающего ширину левой $B_{лак}$ и правой $B_{пак}$ частей от разрушающих аксиальных коронок, а также ширину $B_{кр}$ от центральной части корпуса раздаточного редуктора в виде сектора цилиндра с углом охвата $\varphi \leq \pi/2$, на наружной поверхности которого с определенной схемой набора прикреплены четырехгранные призмы с двумя дисковыми инструментами, работающими в режиме поворотно-строгальной установки.

После зарубки можно использовать следующую траекторию движения стрелы с разрушающими аксиальными коронками, осуществляемую по направлениям перемещения $1' - 19'$ (см. рис. 5, б). После окончательной зачистки почвы от продуктов разрушения по всей ширине B выработки проходческий комбайн подается вперед на забой, а стрела сокращает телескопическую раздвижность гидродомкратами на величину B_3 и следующий рабочий цикл обработки забоя повторяется.

Выводы и рекомендации

В результате совместных исследований, проводимых на протяжении нескольких лет учеными кафедры горных машин и комплексов КузГТУ им. Т. Ф. Горбачева, кафедры горно-шахтного оборудования ЮТИ ТПУ и производителями ОАО "СУЭК-Кузбасс", предложены и разработаны технические решения, обеспечивающие повышение эффективности:

- проведения горных выработок путем совмещения процессов разрушения забоя, дробления негабаритов и погрузки продуктов разрушения при использовании двух вариантов конструктивного исполнения для рабочего органа проходческого комбайна, каждый из которых включает по две разрушающе-погрузочные коронки в виде усеченной конической поверхности или усеченных многогранных пирамид, на которых прикреплены трехгранные призмы с дисковыми инструментами [4, 5];

- защиты внутреннего пространства трехгранных призм и узлов крепления дискового инструмента от заштыбовки продуктами разрушения забойных массивов горных пород при эксплуатации проходческих комбайнов [6];

- процесса зарубки исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия с двумя соосными аксиальными коронками, разделенными корпусом раздаточного редуктора,

на котором размещены четырехгранные призмы с породоразрушающими спаренными дисковыми инструментами [7].

Продолжаются разработки по изысканию средств, повышающих эффективность пылеподавления в процессе разрушения, дробления и погрузки горной массы трехгранными призмами с дисковым инструментом на коронках проходческого комбайна.

Установлено, что расширение фронта погрузки на всю ширину проводимой горной выработки, включая прибортовые зоны-коридоры, необслуживаемые столом питателя погрузочного устройства, целесообразно осуществлять путем использования исполнительного органа в виде сменного конструктивного модуля к широкому парку отечественных и зарубежных проходческих комбайнов избирательного действия [4, 7].

Рекомендован процесс вертикальной зарубки для исполнительных органов как с двумя радиальными параллельно-осевыми реверсивными коронками, так и с двумя аксиальными коронками с использованием дискового инструмента, прикрепленного к трехгранным или к четырехгранным призмам для обеспечения режима максимальной устойчивости проходческого комбайна избирательного действия.

Предложен для реализации комплекс технических решений, на который разработана техническая документация по адаптации различных вариантов сменных конструктивных модулей к широкому спектру условий эксплуатации и схем обработки забоев при проходке подземных горных выработок на шахтах ОАО "СУЭК-Кузбасс".

Разработки и рекомендации получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России по теме "Исследование параметров технологий и техники для выбора и разработки инновационных технических решений по повышению эффективности эксплуатации выемочно-проходческих горных машин в Кузбассе".

Список литературы

1. **Итоги** работы угольной промышленности России за январь—сентябрь 2013 года / И. Г. Таразанов // Уголь. 2013. № 12. С. 58—71.
2. **Улучшение** разрушающе-погрузочной способности проходческого комбайна избирательного действия / А. А. Хорешок, Л. Е. Маметьев, А. Ю. Борисов // Горный инженер. 2013. № 1. С. 102—110.
3. **Тенденции** формирования парка проходческих комбайнов на шахтах Кузбасса / Л. Е. Маметьев, А. М. Цехин, А. Ю. Борисов // Вестн. Кузбасского гос. тех. унив. 2013. № 2. С. 14—16.
4. **Пат. 2455486 РФ**, МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01). Исполнительный орган проходческого комбайна / Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю., Кузнецов В. В., Мухортиков С. Г.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО "Кузбас. гос. тех. ун-т им. Т. Ф. Горбачева" (КузГТУ). № 2010141881/03; заявл. 12.10.2010; опубл. 10.07.2012, Бюл. № 19. 14 с.
5. **Пат. 128898 РФ**, МПК Е 21 С 27/00 (2006.01). Узел крепления дискового инструмента в трехгранной призме / Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю., Мухортиков С. Г., Воробьев А. В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО "Кузбас. гос. тех. ун-т им. Т. Ф. Горбачева" (КузГТУ). № 2013100882/03; заявл. 09.01.2013; опубл. 10.06.2013, Бюл. № 16. 2 с.
6. **Пат. 134586 РФ**, МПК Е 21 С 27/00 (2006.01). Устройство для защиты внутреннего пространства трехгранной призмы от продуктов разрушения / Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю., Цехин А. М.; патентообладатель ФГБОУ ВПО "Кузбас. гос. тех. ун-т им. Т. Ф. Горбачева" (КузГТУ). № 2013127350/03; заявл. 14.06.2013; опубл. 20.11.2013, Бюл. № 32. 2 с.
7. **Пат. 136086 РФ**: МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01). Исполнительный орган проходческого комбайна избирательного действия / Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю., Цехин А. М.; патентообладатель ФГБОУ ВПО "Кузбас. гос. тех. ун-т им. Т. Ф. Горбачева" (КузГТУ). № 2013135402/03; заявл. 26.07.2013; опубл. 27.12.2013, Бюл. № 36. 3 с.
8. **Разработка** реверсивных коронок для проходческих комбайнов с дисковым инструментом на сменных трехгранных призмах / А. А. Хорешок, Л. Е. Маметьев, А. Ю. Борисов, С. Г. Мухортиков, А. В. Воробьев // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 9. С. 40—44.

УДК 622.233.6

Вик. А. Громадский, асп.,
Криворожский национальный университет, г. Кривой Рог, Украина
E-mail: victor.gromadski@yandex.com

Динамика вращения буровых ставов и рекомендации рациональных режимов бурения станками типа СБШ-250

Показаны причины появления экстремальных режимов работы станков шарошечного бурения. Приведены рекомендации ликвидации таких режимов и увеличения скорости бурения.

Ключевые слова: буровой станок, динамика, рациональные режимы бурения.

V. A. Gromadskiy

Dynamics of Rod Rotating and Recommendations for Rational Modes of СБШ-250 Drilling Rigs

The reasons for the extreme operating modes of rotary drilling rigs emergence are shown. The recommendations to eliminate such modes and increase drilling speed are given.

Keywords: drilling rig, dynamics, rational mode of drilling.

1. Проблема и ее связь с практическими задачами

Существенными проблемами станков шарошечного бурения являются значительная продольная и поперечная вибрация бурового става, выходы из строя конструктивных элементов станка, превышение допустимой вибрации рабочего места оператора.

2. Анализ исследований и публикаций

При работе станков шарошечного бурения почти постоянно возникает явление интенсивной вибрации бурового инструмента и всего станка в целом. Это явление первые исследователи называли потерей устойчивости бурового става [1]. В более поздних работах [2—3] авторы детально развивали теорию устойчивости буровых ставов длиной 8...32 м станков шарошечного бурения. Однако нашими исследованиями установлено, что появление экстремальных динамических нагрузок не всегда связано с изгибной устойчивостью бурового става, а определяется другими причинами.

3. Постановка задачи

Обоснование рациональных режимов бурения, обеспечивающих снижение динамических нагрузок при вращении буровых ставов станков СБШ-250.

4. Изложение материала и результаты

4.1. Исследование устойчивости бурового става под действием Эйлеровой силы. Чтобы рассчитывать сжатые стержни на устойчивость, необходимо определить критические нагрузки $P_{кр}$. Критическая сила сжатого стержня определяется по формуле Эйлера [4]

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{мин}}{(\mu l)^2}, \quad (1)$$

где E — модуль упругости материала стержня, Па; $J_{мин}$ — момент инерции сечения стержня, м⁴; l — длина стержня, м; μ — коэффициент, учитывающий условия закрепления концов бурового става (рис. 1).

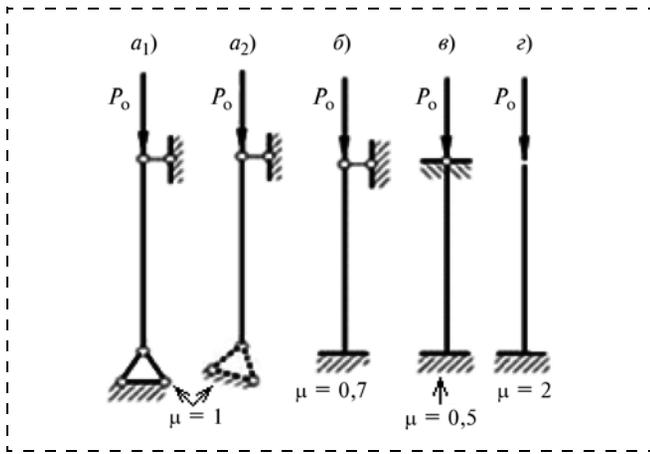


Рис. 1. Значения коэффициентов закрепления концов: a_1, a_2 — верх ства с вертикальным перемещением торца, нижний конец — шарнирный контакт с преградой; $б$ — верхний конец также, как a_1, a_2 , а нижний конец — жесткая заделка; $в$ — верхний конец — шарнирное крепление к преграде, а нижний конец также, как $б$; $з$ — верхний конец свободный, а нижний конец — жесткая заделка

Рассмотрим штанги тяжелые толстостенные $\varnothing 215 \times 51,5$ мм и $\varnothing 203 \times 50$ мм, применяемые на станках СБШ-250МНА-32, на которых максимальное паспортное осевое усилие на буровой став составляет 300 кН. По технологии буровзрывных работ в Кривбассе такими штангами в основном бурят скважины глубиной до 24 м долотами типа 250,8 ТКЗ-ПГВ ШЗ 11БНА2 по породам средней крепости $f = 8 \dots 16$ и долотами типа 244,5 ОК-ПВГ Ш2.33УН31-М по крепким породам $f = 15 \dots 20$ с максимальными паспортными нагрузками P_0 на эти долота соответственно 230 и 250 кН [5, 6].

Из приведенных данных на 1—8 строках таблицы видно, что проблем с потерей устойчивости бурового ства по критической Эйлеровой силе для

Расчетная критическая Эйлера сила $P_{кр}$

№ п/п	Размеры штанг ($\varnothing_{нар} \times S_{стенки}$), мм	$P_{кр}$, кН		
		Коэффициент, учитывающий закрепление концов ства $\mu = 1$		
		Длина бурового ства l , м		
		8	16	24
1	215 × 51,5	7811,236	1952,81	867,916
2	203 × 50	6257,325	1564,330	695,261
3	203 × 38	5674,882	1418,719	630,542
4	203 × 28	4858,778	1214,69	539,862
5	203 × 22	4179,305	1044,82	464,370
6	200 × 50	5919,404	1479,847	657,709
7	200 × 36	5254,709	1313,679	583,857
8	200 × 25	4316,232	1079,059	479,581
9	180 × 35	3564,862	891,217	396,099
10	180 × 25	3015,542	753,887	335,064
11	180 × 16,5	2299,931	574,980	255,552

этих штанг практически не существует. Не только для штанг $\varnothing 200, 215$ мм, но и более легких $\varnothing 180$ мм (строки 10, 11), поскольку осевые нагрузки P_0 буровых ствов и долот на этих станках в карьерах Кривбасса не применяют выше 250 кН, что меньше критической Эйлеровой силы $P_0 < P_{кр}$.

4.2. Исследование устойчивости бурового ства при учете совместного действия Эйлеровой силы и динамической центробежной силы, возникающей при вращении ства с изогнутой осью. В работе [7] показано, что приложение усилия подачи бурового ства P изгибает его, поэтому при вращении изогнутого стержня возникает центробежная сила, которая вызывает дополнительный изгиб. Это приводит к увеличению эквивалентной критической силы P_{Σ} , которую можно рассчитать по формуле

$$P_{\Sigma} = P_0 + 0,076 \cdot \frac{q}{g} \omega^2 l^2, \quad (2)$$

где P_0 — осевая сжимающая сила (осевая нагрузка), Н; $0,076 \cdot \frac{q}{g} \omega^2 l^2$ — динамическая составляющая потери устойчивости; q — приведенная масса (собственная массовая интенсивность), кг; g — ускорение свободного падения, $m/c^2, g = 9,81 m/c^2$; ω — угловая скорость вращения бурового ства, рад/с; l — длина бурового ства, м.

Как видно, динамическая составляющая потери устойчивости во многом зависит от приведенной массы q , длины l и угловой скорости вращения бурового ства ω . Изменяя значения данных параметров, можно установить закономерности изменения эквивалентной критической силы P_{Σ} .

Уравнение (2) решаем графическим способом и строим графики зависимостей суммарной нагрузки и Эйлеровой силы от длины бурового ства. Пересечение кривых на графике укажет, на какой длине бурового ства при различных режимах бурения возможна потеря его устойчивости с учетом всех факторов.

Расчеты осуществлены при помощи программы MathCAD, результаты которых представлены на примере буровых ствов, состоящих из тяжелых буровых штанг $\varnothing 219(215) \times 51,5$ мм (рис. 2).

Анализируя графики, видно, что точка l пересечения кривой $P_{кр}$ с $P_{\Sigma} \approx 310$ кН характеризует режим потери изгибной устойчивости бурового ства длиной $l = 25$ м. Это произойдет при наращивании четвертой восьмиметровой штанги. Как мы отмечали в п. 4.1 статьи, ствами такой длины (32 м) в Кривбассе не бурят. А на длине ства $l = 24$ м

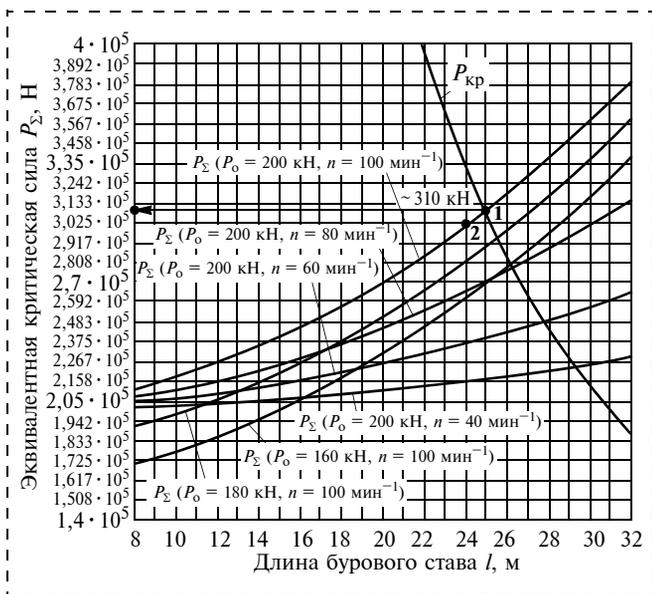


Рис. 2. К определению предельных длин буровых ставов, состоящих из тяжелых буровых штанг $\varnothing 219(215) \times 51,5$ мм, с учетом совместного действия осевого усилия и центробежной силы вследствие изогнутой оси става

(точка 2) потери изгибной устойчивости нет. Однако мы неоднократно наблюдали, что сильная вибрация часто возникает при длине бурового става всего 16 м. При этом если такая вибрация не возникла с двумя штангами, то наращивание третьей штанги до длины става 24 м не приводит к увеличению вибрации и потере устойчивости. В этой

связи мы начали искать другие причины потери виброустойчивости буровых ставов.

4.3. Изучение линейной динамики вращения буровых ставов с помощью программного комплекса SolidWorks. По линейным размерам двух тяжелых буровых штанг с учетом требований, выдвигаемых приложением COSMOSWorks, была построена компьютерная модель бурового става. Материал — сталь 45, соединение штанг — резьбовая муфта, осевое усилие — $P_0 = 220$ кН. Закрепление концов: верхняя часть става — скользящая посадка шпиндельной втулки в опорном узле, нижняя часть — долото в виде шаровой пяты. Задан диапазон рабочих (возмущающих) частот — $0 \dots 106,8$ рад/с ($0 \dots 17$ Гц), из приложения COSMOSWorks выбран коэффициент модального демпфирования, соответствующий "металлической конструкции с соединениями" — 0,03. Расчет амплитуд колебаний в заданном частотном диапазоне осуществлен через каждые 0,2 Гц, а вблизи резонансных частот — через каждые 0,05...0,1 Гц.

Первые же расчеты показали, что на резонансной частоте первой моды (округленно 1,885 Гц по осям x и y) вращения бурового става с частотой $n = 113$ мин $^{-1}$ амплитуда колебаний a_1 посередине бурового става должна была достигнуть 171 мм (рис. 3, a).

Однако вследствие ограничения амплитуды резонансных колебаний стенками скважины штанги

Список режимов (мод резонансных колебаний)

Имя исследования: буровая штанга станка УСБШ-250А, нар. $\varnothing 215$ мм, $\delta_{\text{стыжки}} = 51,5$ мм, длина $L = 16$ м, бурение скваж. $\varnothing 244,5$ мм, $P_0 = 220$ кН, частоты вращения $n = 0,5-2,17$ Гц ($30-130$ мин $^{-1}$), порода креп. $f = 16-20$

Режим No.	Частотный (рад/с)	Частотный (Гц)	Период (с)
1- ось x	11.842	1.8847	0.5306
- - ось y	11.843	1.8849	0.53054
2- ось x	47.296	7.5274	0.13285
- - ось y	47.319	7.5311	0.13278
3- ось x	106.17	16.897	0.059183
- - ось y	106.29	16.916	0.059114

— max зазор между штангой и стенкой скважины $S = 14,75$ мм;
— x и y взаимно перпендикулярные горизонтальные оси.

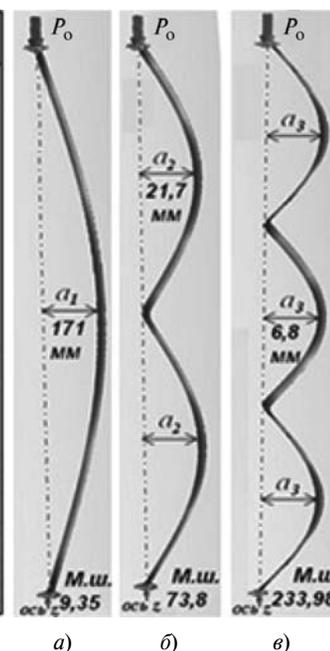


Рис. 3. Список режимов (слева) и эпюры линейной динамики (справа) — вращения бурового става по оси z длиной 16 м в скважине $\varnothing 244,5$ мм: a — на частоте первой моды; b — на частоте второй моды; c — на частоте третьей моды; *М.ш.* — масштаб шкалы

бурового става, находящиеся в скважине, начинают скоблить в виброударном режиме своей наружной поверхностью по стенке скважины. И не только на первой моде, но и на второй — с частотой 7,5 Гц, амплитуда которой равна 21,7 мм (см. рис. 3, б), что также превышает зазор $S = 14,75$ мм между стенкой скважины и штангой. Известно [9], что длительность ударных импульсов τ металлических деталей по горной породе с коэффициентом крепости $f \geq 8$ по шкале проф. М. М. Протодяконова составляет, например, для ковша карьерного экскаватора $\tau = 0,018 \dots 0,007$ с. Следовательно, такие импульсы будут иметь сплошные спектры энергии возбуждающих сил [10] в диапазоне частот от нуля до верхней частоты, равной $1/\tau$, т. е. (0... (55...143)) Гц. Поэтому буровой став, который представляет собой упругую структуру с распределенными параметрами, под действием силы со сплошной спектральной плотностью мощности начинает генерировать не только первую, вторую и третью моды резонансных колебаний, но и все высокочастотные моды вплоть до 143 Гц. Несмотря на то, что амплитуда третьей моды $a_3 = 6,8$ мм (см. рис. 3, в) меньше зазора между штангой и стенкой скважины, эти колебания по вибрационному ускорению и динамическим нагрузкам за счет более высокой частоты гипотетически могут превосходить величины, генерируемые первой и второй модами, поскольку величина вибрационного ускорения пропорциональна квадрату возбуждающей частоты $W = a(\pi f)^2$, м/с², где a — амплитуда колебаний, м; $\pi = 3,14$; f — частота колебаний, Гц.

От такого полигармонического воздействия появляются интенсивные поперечные виброударные динамические нагрузки, от которых штанги и долото интенсивно изнашиваются. Верхняя часть буровой штанги, ввинченная в опорный узел вращателя станка, начинает описывать круговые движения, диаметр которых в несколько раз может превосходить диаметр штанги. Такие интенсивные импульсно-ударные колебания перпендикулярно оси бурового става, в первую очередь, воспринимает опорный узел. Далее он начинает колотиться в зазорах между ползунами вращателя и направляющими швеллерами мачты и наносить поперечные удары ползунами по направляющим, которые закреплены внутри мачты. Удары настолько сильные, что направляющие искривляются, разрывают элементы жесткости решетки мачты так, что вращатель (опорный узел вместе с электроприводом) иногда вываливается из направляющих. Вибрация на рабочем месте машиниста

в несколько раз начинает превышать предельно допустимые величины.

Экстремальные нагрузки на буровых станках, их разрушительное действие на оборудование и обслуживающий персонал появляются внезапно, непредсказуемо для бурильщиков. Это происходит потому, что, во-первых, бурильщикам неизвестна собственная поперечная резонансная частота бурового става. Во-вторых, эта частота бывает различной для различных длин и диаметров штанг, которые к тому же становятся тоньше по мере износа. В-третьих, на многих буровых станках регулятор частоты вращения достаточно грубый и частота вращателя 100 или 107 мин⁻¹ задается на глазок и воспринимается как примерно одинаковая, хотя на частоте $f = 107 \text{ мин}^{-1}/60 \text{ с} = 1,78$ Гц у штанг $\varnothing 203 \times 50$ мм при ставе $l = 16$ м возникает резонанс поперечных колебаний. То есть имеется некоторое подобие с флаттером на самолетах в авиации, поэтому это явление мы назвали **флаттером бурового инструмента** станков шарошечного бурения (дословно от англ. flutter — трепыхаться).

Нами установлено, что флаттер бурового инструмента развивается в два этапа. *Первый* — совпадение первой моды собственных колебаний буровой штанги с частотой вращения бурового инструмента. При этом в зависимости от содержимого скважины (сухая породная мелочь — шлам, выдуваемый сжатым воздухом или продувочной водовоздушной смесью — пульпа различной плотности) постепенно или резко увеличиваются амплитуды поперечных резонансных колебаний буровой штанги до тех пор, пока их величина не превысит зазор между наружной поверхностью штанги и внутренней поверхностью скважины. В этот момент наступает *второй* и основной этап развития флаттера. Свинченные штанги с большой силой в виброударном режиме скоблят по стенке скважины. Одновременно возбуждаются все моды собственных колебаний, *наступает полигармонический резонанс и флаттер бурового инструмента*.

Результаты исследований мы проверили экспериментально на буровых станках УСБШ-250А № 87 карьера Ингулецкого горно-обогатительного комбината, где применяются буровые штанги $\varnothing 219^* (215) \times 51,5$ мм и СБШ-250МНА-32 № 17 Первомайского карьера Северного горно-обогатительного комбината, где применяются тяжелые

* В маркировке при поставке этих штанг на ГОКи указывается $\varnothing 219$ мм, а на самом деле $\varnothing 215$ мм.

буровые штанги $\varnothing 203 \times 50$ мм. Во всех случаях, когда по нашим расчетам точно устанавливалась частота вращателя, равная собственной частоте поперечных колебаний бурового става, возникал флаттер бурового инструмента. В том числе при бурении тремя тяжелыми штангами (длина става 24 м) флаттер возникает при нерабочей частоте вращения $48...50 \text{ мин}^{-1}$ и не зависит от глубины нахождения долота. Поскольку это нерабочая частота, то при бурении тремя штангами флаттер практически не наблюдается.

При бурении одной тяжелой штангой по причине поперечных резонансных колебаний флаттер вообще никогда не возникает, потому что частота первой моды собственных колебаний у нее $\approx 7,5 \text{ Гц}$. То есть резонанс будет иметь место при частоте вращения 450 мин^{-1} , что находится за пределами рабочей характеристики станков типа СБШ-250.

4.4. Исследование виброустойчивости буровых ставов в зависимости от режимов работы бурового станка. Как было показано в п. 4.3 флаттер бурового инструмента возникает внезапно, непредсказуемо для бурильщиков и для его ликвидации они в несколько раз снижают рабочую частоту вращения бурового инструмента, а в некоторых случаях и осевое усилие подачи инструмента на забой. Затем постепенно пытаются вернуть параметры режима бурения в прежние рамки, пока снова не появляется флаттер. Этот метод ликвидации флаттера приводит к значительному снижению скорости бурения. Вынуждает бурильщиков постоянно манипулировать рукоятками управления и режимами бурения станка, что приводит к их значительному эмоциональному и физическому утомлению в течение рабочей смены. Поэтому машинисты буровых станков в основном применяют способ заштыбовки: заполнение скважины продуктами разрушения породы со всеми его недостатками [8] — снижением скорости бурения, повышенным износом буровых штанг и долот, увеличением энергозатрат на бурение.

Для ликвидации флаттера при бурении двумя штангами (длина става 16 м) режимы бурения на основании расчетов необходимо выбирать таким образом, чтобы частота вращения бурового инструмента не совпала с первой модой. При этом частоты вращения задаем таким образом, чтобы поперечные амплитуды колебаний штанги a_i были меньше зазора S между стенкой скважины и наружной поверхностью инструмента ($a_i \leq S$). В таком случае виброударное трение о стенку скважины будет минимальным или совсем отсутствовать и флаттер

бурового инструмента не возникает. Задание рациональных осевых усилий подачи обеспечивается максимальным увеличением скорости бурения и стойкости долота. В таком режиме практически не будет стираться наружная поверхность буровой штанги, вибрация на рабочем месте машиниста и динамические нагрузки в элементах мачты не будут превышать допустимых величин.

Из примера (см. рис. 3), видно, что при возникновении флаттера в резонансном режиме на первом режиме — первой моде резонансных колебаний (округленно $1,885 \text{ Гц}$ в среднем по осям x и y или $n = 1,885 \cdot 60 = 113 \text{ мин}^{-1}$) амплитуда $a_1 \Rightarrow 171 \text{ мм}$. В пределе это в 11,6 раза превысит зазор S между наружной поверхностью штанги и внутренней поверхностью скважины. В таком режиме наступают резонанс и флаттер. На основании расчетов в этом случае для дорезонансного режима рабочие частоты вращения бурового става (при амплитудах $a_i = 11,1...12,6 \text{ мм}$ по условию $S \geq a_i$) необходимо задавать порядка $n = 90 \text{ мин}^{-1}$ ($1,5 \text{ Гц}$). При крепости пород 16...20 по шкале проф. М. М. Протодьяконова рациональная частота вращения бурового става $n \approx 110...115 \text{ мин}^{-1}$ при осевом усилии $P_o = 220 \text{ кН}$. Однако при $n = 113 \text{ мин}^{-1}$ возникает флаттер. Поэтому для предотвращения флаттера бурового инструмента частоту вращения задают на 18...20 % ниже резонансной. Однако это снизит скорость бурения, поэтому целесообразно выбрать зарезонансный режим по условию $a_i \leq S = 14,5 \text{ мм}$; $n = 125...130 \text{ мин}^{-1}$ при небольшом снижении осевого усилия — $P_o \approx 200 \text{ кН}$.

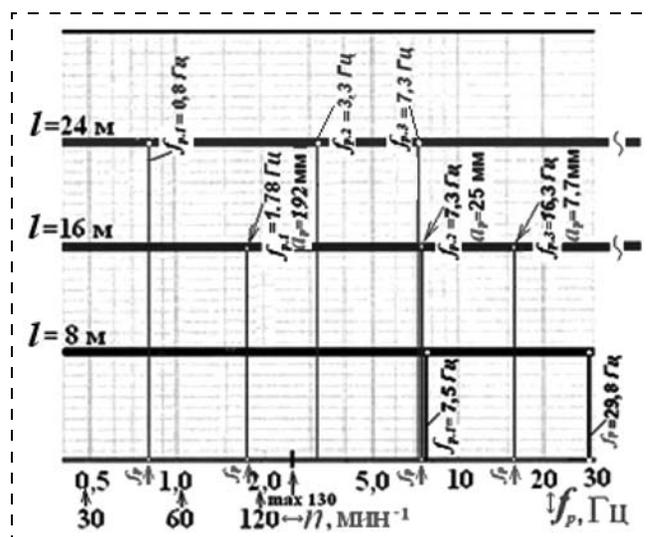


Рис. 4. Частоты резонансных колебаний f_p , максимальные амплитуды $a_{p,i}$ при резонансных частотах вращения n_p со штангами $\varnothing 203(50)$ мм и различных длинах буровых ставов l

Аналогичным образом выполняют определение динамических амплитудно-частотных характеристик буровых ставов длиной 24 м, т. е. состоящих из трех восьмиметровых штанг, и задают режимы бурения без флаттера бурового инструмента (рис. 4).

На рисунке для бурового става длиной 16 м представлены три резонансные частоты и три резонансные амплитуды $a_{p,i}$, которые, как было выше показано, обязательно возбуждаются при возникновении флаттера за счет импульсно-ударного скобления бурового става по стенке скважины.

4.5. Исследование вибрации бурового станка при возникновении флаттера. На рис. 5 показаны результаты исследования поперечной вибрации (по оси x) рамы станка СБШ-250МНА-32 при бурении двумя тяжелыми штангами $\varnothing 203 \times 50$ мм в дорезонансном режиме работы и в режиме флаттера. Как видно, по сравнению с дорезонансным

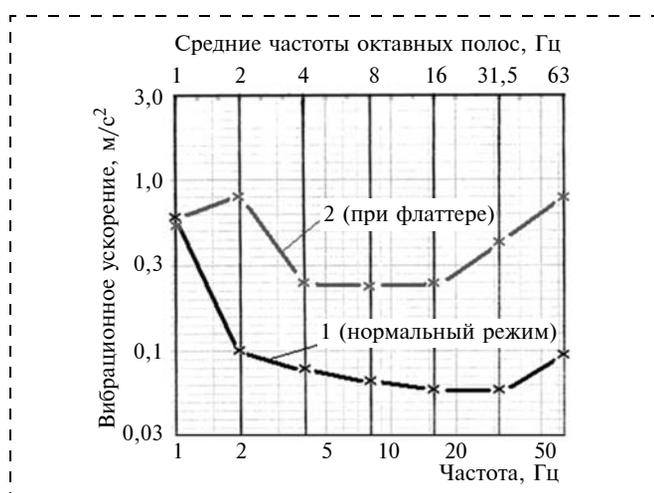


Рис. 5. Поперечная вибрация станка СБШ-250МНА-32 по оси x

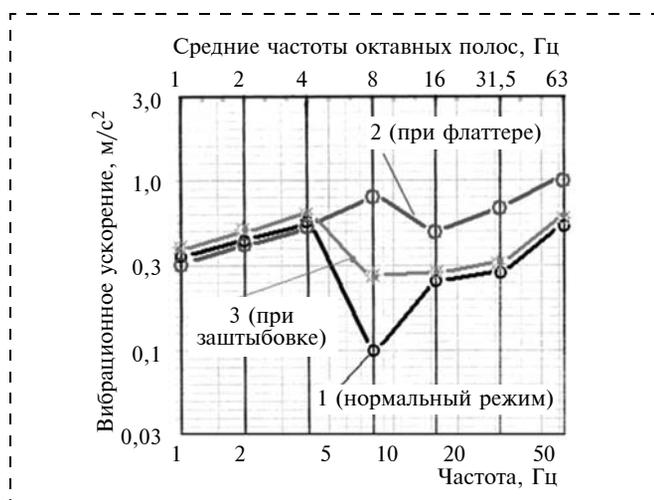


Рис. 6. Вертикальная вибрация станка СБШ-250МНА-32 по оси z

режимом при флаттере вибрационное ускорение возросло практически в 10 раз в октавной полосе 2 Гц (1,25...2,5 Гц). В эту полосу попадает частота флаттера $f \approx 1,78$ Гц для данных штанг бурового става. По расчетам для данного варианта амплитуды составляют $a_{\text{флатт.}} = 195$ мм, они более чем в 7 раз превосходят зазор $S = 26...27$ мм между стенкой скважины и буровым ставом. Возникает интенсивное трение, штанги с большой силой скоблят по стенке скважины, от чего одновременно возбуждаются все моды собственных колебаний. Наступает полигармонический резонанс и флаттер бурового става, при котором кроме частоты вращения в 3—9 раз возросла поперечная вибрация в широком диапазоне частот второй—шестой мод собственных колебаний в октавных полосах частот 4, 8, 16, 31,5 и 63 Гц.

Вертикальная вибрация по оси z (рис. 6) возросла (в 7—8 раз) в основном в октавной полосе 8 Гц (6,3...12,5 Гц). На эту полосу приходится резонансные вертикальные колебания подвески вращателя с буровым ставом на канатах полиспастных тяг механизма подачи ($f_{\text{рез.вр}} = 6,7; 7,5$ или 8,6 Гц в зависимости от числа свинченных штанг бурового става соответственно 1-й, 2-х или 3-х). При заштыбовке скважины (кривая 3) эта вибрация снизилась в 3—4 раза почти до прежней величины.

Из рис. 5 и 6 также следует, что в режиме флаттера вибрация в диапазоне 50...80 Гц (среднегеометрическая частота 63 Гц), в котором находятся моды выше третьей с амплитудами наверняка меньшими, чем a_3 , генерируют вибрацию станка по оси x , равную $0,8$ м/с² такую же, как на первой моде (октавная полоса 2 Гц), в которой самая большая амплитуда первой моды $a_1 = 171$ мм. А по оси z высокочастотная вибрация в полосе 63 Гц больше, чем в полосе 2 Гц на 6 дБ, т. е. в 2 раза. Это косвенно подтверждает нашу гипотезу, сформулированную в п. 4.3 статьи о том, что высокочастотные моды с меньшими амплитудами смещения по динамическим нагрузкам могут превосходить величины, генерируемые первой и второй модами за счет более высокой частоты.

5. Выводы

1. Буровые ставы, состоящие из тяжелых буровых штанг $\varnothing 219(215) \times 51,5$ мм и $\varnothing 203 \times 50$ мм длиной до 24 м, применяемые в Криворожском железорудном бассейне на станках типоразмера СБШ-250, полностью устойчивы по классиче-

скому изгибу критической Эйлеровой силой. Величина осевых усилий буровых ставов длиной до 24 м, $\varnothing 219(215) \times 51,5$ мм в 3,5—31 раз меньше $P_{кр}$, а $\varnothing 203 \times 50$ мм — в 2,8—25 раз меньше $P_{кр}$.

2. При учете совместного действия Эйлеровой и центробежной сил при вращении изогнутого става длиной 24 м, состоящего из трех тяжелых буровых штанг $\varnothing 219(215) \times 51,5$ мм, устойчивость бурового става также не нарушается в стандартных режимах бурения. Только после наращивания четвертой штанги (длина става 32 м) изгибная устойчивость будет потеряна. Однако в карьерах Кривбасса на такую глубину не бурят.

3. Экспериментальными исследованиями установлено, что сильная вибрация — флаттер бурового инструмента чаще всего возникает на буровых ставах длиной 16 м при бурении двумя тяжелыми штангами $\varnothing 203 \times 50$ мм или $\varnothing 219(215) \times 51,5$ мм. При этом если флаттер не возник при бурении двумя штангами, то, как показали наши наблюдения, наращивание третьей штанги не приводит к флаттеру в стандартных режимах бурения.

4. Впервые установлено, что флаттер развивается в два этапа:

первый — совпадение частоты вращения бурового инструмента с первой модой собственных колебаний буровой штанги и развитие резонансных колебаний;

второй — основной этап, при котором амплитуды резонансных колебаний штанги начинают превышать зазор между стенкой скважины и поверхностью штанги и буровой став с большой силой в *виброударном режиме* скоблит по стенке скважины, передавая значительные динамические нагрузки на мачту станка.

5. При наращивании третьей буровой штанги (длина става 24 м) при стандартной для карьеров Кривбасса частоте вращения ($90...100 \text{ мин}^{-1}$) флаттер не возникает, в этом случае он появляется в нерабочих режимах при частотах $48...50 \text{ мин}^{-1}$, независимо от глубины нахождения долота.

6. При бурении одной тяжелой штангой флаттер никогда не возникает, так как частота первой моды в этом случае $\approx 7,5 \text{ Гц}$ и резонанс возможен при частоте вращения 450 мин^{-1} , что находится за пределами рабочей характеристики станков типа СБШ-250.

7. Поперечная вибрация по оси x и вертикальная по оси z на раме бурового станка в режиме флаттера возрастает до 10 раз.

8. Одним из способов ликвидации флаттера (при сохранении и даже с некоторым увеличением скорости бурения) является увеличение в разумных пределах частоты вращения (переход в область зарезонансных частот), например, бурение двумя тяжелыми штангами $\varnothing 215 \times 51,5$ мм и $\varnothing 203 \times 50$ мм при длине става $l \geq 16$ м с частотой вращения $n = 125...130 \text{ мин}^{-1}$ при стандартных осевых усилиях подачи бурового става $P_o = 200...220 \text{ кН}$.

6. Задачи дальнейших исследований

1. Проверка полученных результатов при бурении станками типа СБШ-250 в различных горно-технических условиях.

2. Проведение исследований влияния флаттера на скорость бурения, энергозатраты, износ буровых штанг и долот.

Список литературы

1. Суханов А. Ф., Кутузов Б. Н., Шмидт Р. Г. Вибрация и надежность работы станков шарошечного бурения. М.: Недра, 1969. 123 с.
2. Кантович Л. И., Дмитриев В. Н. Статика и динамика буровых шарошечных станков. М.: Недра, 1984. 201 с.
3. Кантович Л. И., Дмитриев В. Н. Динамическая устойчивость вращательно-подающей системы для бурения взрывных скважин // Известия вузов. Горный журнал. 1979. № 2. С. 83—89.
4. Дистанционное обучение по специальности "Инженерная механика" / Раздел 14. Устойчивость сжатых стержней // Одесский национальный политехнический университет. Кафедра "Динамика, прочность машин и сопротивление материалов". 2009. URL: <http://distance.net.ua/Russia/Sopromat/lekcija/razdel14/urok111.htm>.
5. Паспорт шарошечного долота 250,8 ТКЗ-ПГВ ШЗ.11БНА2. Белгород: ЗАО "Белгородский завод горного машиностроения", 2011. 1 с.
6. Паспорт шарошечного долота 244,5 ОК-ПГВ ШЗ.33УН31-М. Белгород: ЗАО "Белгородский завод горного машиностроения", 2011. 1 с.
7. Кутузов Б. Н., Шаронов Г. И., Кивва А. В., Филиппов В. С. Исследование влияния центризатора на статическую устойчивость бурового става // Известия вузов. Горный журнал. 1978. № 8. С. 55—59.
8. Громадский А. С., Горбачев Ю. Г., Громадский В. А. Энергосберегающая технология безрезонансной работы станков шарошечного бурения // Форум горняков—2010: Материалы Междунар. конф. Днепропетровск: НГУ, 2010. С. 191—196.
9. Громадский А. С. Снижение динамических нагрузок карьерных экскаваторов. Saarbücken: Akademikerlag GmbH, 2013. 295 с.
10. Харкевич А. А. Спектры и анализ. М.: Физматиздат, 1962. 235 с.

УДК 622.73

П. Я. Бибииков, канд. техн. наук, доц., А. Д. Бардовский, д-р техн. наук, проф.,
П. Е. Митусов, асп., А. О. Харитонов, асп.,
МГГУ, г. Москва

E-mail: pbibikow@yandex.ru

Агрегат для переработки слабых горных пород^{НГ}

Описан процесс разрушения горной массы и его влияние на энергоэффективность. Сделан вывод о необходимости разработки нового образца измельчительного оборудования, используемого для разрушения слабых горных пород с одновременной их классификацией. Приведена конструктивная схема измельчителя-классификатора, дано его описание и принцип работы.

Ключевые слова: измельчитель-классификатор, сдвиговые напряжения, вал-измельчитель, перфорированный барабан, разные окружные скорости.

P. Ya. Bibikov, A. D. Bardovskiy, P. E. Mitusov, A. O. Kharitonov

The Unit for the Processing of Weak Rocks

Describes the process of destruction of rock mass and the influence of the means of destruction on the energy efficiency of the process. The conclusion is made about the necessity to develop the new type grinding equipment used for the destruction of weak mining rocks with simultaneous classification. Given the constructive scheme of a chopper-classifier, given a description of the principles of its work.

Keywords: shredder-classifier, shear stresses, the shaft-shredder, perforated drum, different circumferential speeds.

В настоящее время особенностям измельчения слабых горных пород (тальк, мел, гипс, слабые известняки и др.) уделяется недостаточное внимание как в России, так и за рубежом. Кроме того, существующее оборудование, используемое в этих целях, имеет завышенные установленные мощности, рассчитанные на переработку широкого спектра горных пород и материалов как по прочностным показателям, так и по структурным особенностям. Однако узкоспециализированное оборудование, рассчитанное на дробление и измельчение таких пород, не выпускается.

Так, например, при переработке вязких глин и других пластичных горных пород в барабанных шаровых мельницах эффективность измельчения падает на 40 %.

Предприятия, работающие с крепкими горными породами, рудой и каменным углем, зачастую сталкиваются с такого рода проблемами при неоднородной геологической структуре месторож-

дения или при попытках расширить ассортимент выпускаемой продукции за счет переработки вскрышных пород.

Учитывая изложенное выше, необходимо разработать принципиально новый вид измельчителя, ориентированный непосредственно на измельчение слабых горных пород, что позволит не только повысить эффективность самого процесса переработки, но и снизить энергетические затраты.

По способу воздействия на перерабатываемую горную массу все измельчители можно разделить на следующие основные группы: раскалывающего и разламывающего действия; раздавливающего действия; истирающе-раздавливающего действия; ударного действия; ударно-истирающего действия; коллоидные измельчители.

В основу принятой классификации измельчителей положен главный способ, с помощью которого измельчается материал. При необходимости измельчать тот или иной материал до частиц оп-

ределенного размера предварительно выбирают способ измельчения, позволяющий достигнуть необходимого результата, далее подбираются тип и конкретная модель оборудования. С этой точки зрения указанная классификация измельчителей является наиболее удобной. Основным способом измельчения всегда сопровождается сопутствующими. Например, в раздавливающем или ударном измельчителе происходит и истирание, но оно не является основным способом измельчения, а возникает произвольно и трудно поддается оценке энергетических затрат.

Современные измельчители выпускаются с двигателями мощностью, рассчитанной на измельчение материалов средней и высокой прочности. Поэтому когда измельчаются слабые (малопрочные) породы, двигатель имеет избыточную мощность и общая энергоэффективность процесса измельчения ухудшается.

Так, например, конусные дробилки, способные воздействовать на породу с помощью не только сжимающих, но и касательных разрывающих усилий, имеют мощность 50...400 кВт, при этом средний коэффициент загрузки привода по мощности составляет 0,44. Необходимо заметить, что в случае измельчения слабых горных пород данный коэффициент может снизиться до 0,12...0,15.

Различие в энергетических затратах на измельчение материала разными способами можно было бы охарактеризовать КПД, если бы можно было определить ту минимальную работу, которая необходима для получения определенного результата, независимо от способа, то удалось бы определить КПД каждого способа, поскольку фактический расход энергии можно определить прямым замером. Однако исследования, проведенные в этом направлении, пока еще не дают однозначного ответа о КПД различных способов измельчения.

На затраты, а точнее на перерасход энергии, не менее важное влияние оказывают условия ведения процесса.

В настоящее время для измельчения различных горных пород наиболее широко применяются барабанные шаровые мельницы, при этом энергетические показатели учитываются недостаточно, тем не менее удельные энергетические затраты на помол крепких и слабых горных пород отличаются в несколько раз. Например, при измельчении кварца ($\sigma_{сж} = 400$ МПа) и корунда ($\sigma_{сж} = 500$ МПа) удельная энергия измельчения соответственно равна 45,5 и 52,4 кВт · ч/т, а при измельчении талька ($\sigma_{сж} = 28$ МПа) и гипса ($\sigma_{сж} = 40$ МПа) — 111 и

125 кВт · ч/т. Кроме того, в процессе измельчения необходимо варьировать размерами мелющих тел, в соответствии с уменьшением размера зерен материала, что на практике не проводится. Это приводит к завышенному расходу металла (износу мелющих тел) и энергетическим затратам на единицу измельчаемого материала.

В ряде случаев измельчение материала осуществляется на оборудовании истирающе-раздавливающего действия, таких как жерновые, бегунковые, валковые, катково-тарельчатые и другие мельницы.

Энергоэффективность на этом оборудовании измельчения возрастает, так как в процессе разрушения происходит значительное объемное уплотнение дисперсного материала, что оказывает влияние на взаимодействие частиц между собой и с рабочей поверхностью измельчителя. Частицы, примыкающие к рабочей поверхности, обладают меньшей возможностью перемещений, чем те, что расположены в объеме (слое). Взаимосвязь контактных и объемных деформаций можно проследить, условно разделив процесс измельчения на отдельные этапы в соответствии с ростом возникающих усилий.

На первом этапе, при сравнительно небольших нагрузках, происходят переупаковка частиц и образование каркаса уплотненного тела. При этом наряду с заполнением полостей смещающимися частицами происходит разрушение менее прочных. Частицы подвергаются упругим и отчасти пластическим деформациям либо разрушаются по ослабленным сечениям или трещинам, где местные напряжения превышают предел прочности.

На втором этапе измельчения преобладает пластическое деформирование всего объема материала. Уменьшение объема невелико и происходит за счет разрушения частиц относительно друг друга.

На каждом этапе получают частицы различной дисперсности, среди которых имеются такие, которые не должны быть подвергнуты разрушению, но конструкции современных измельчителей не предоставляют возможности их извлечения (классификации) из процесса. Они остаются в общей массе материала, воспринимают на себя часть действующих усилий, поглощают энергию разрушения, переизмельчаются, замедляя процесс измельчения.

Иная картина наблюдается, когда рабочие поверхности измельчителя совершают движения, приводящие к напряжению "сдвиг—сжатия". В этом случае, благодаря одновременной работе касательных (тангенциальных) и осевых сил, процесс

измельчения становится более эффективным, так как предел прочности на сдвиг $[\tau_{сдв}]$ составляет в среднем 8...16 % от предела прочности на сжатие $[\sigma_{сж}]$. Поэтому разработка конструкции измельчительного оборудования, способного измельчать материал с помощью комбинированного напряжения, является актуальной задачей.

Учитывая отрицательный эффект от наличия в массе измельчаемого материала частиц, которые в силу своего размера не нуждаются в разрушении и присутствие которых снижает эффективность процесса измельчения, необходимо предусмотреть в конструкции измельчителя возможность перманентного удаления (классификации) этих частиц в процессе работы по принципу барабанного грохота.

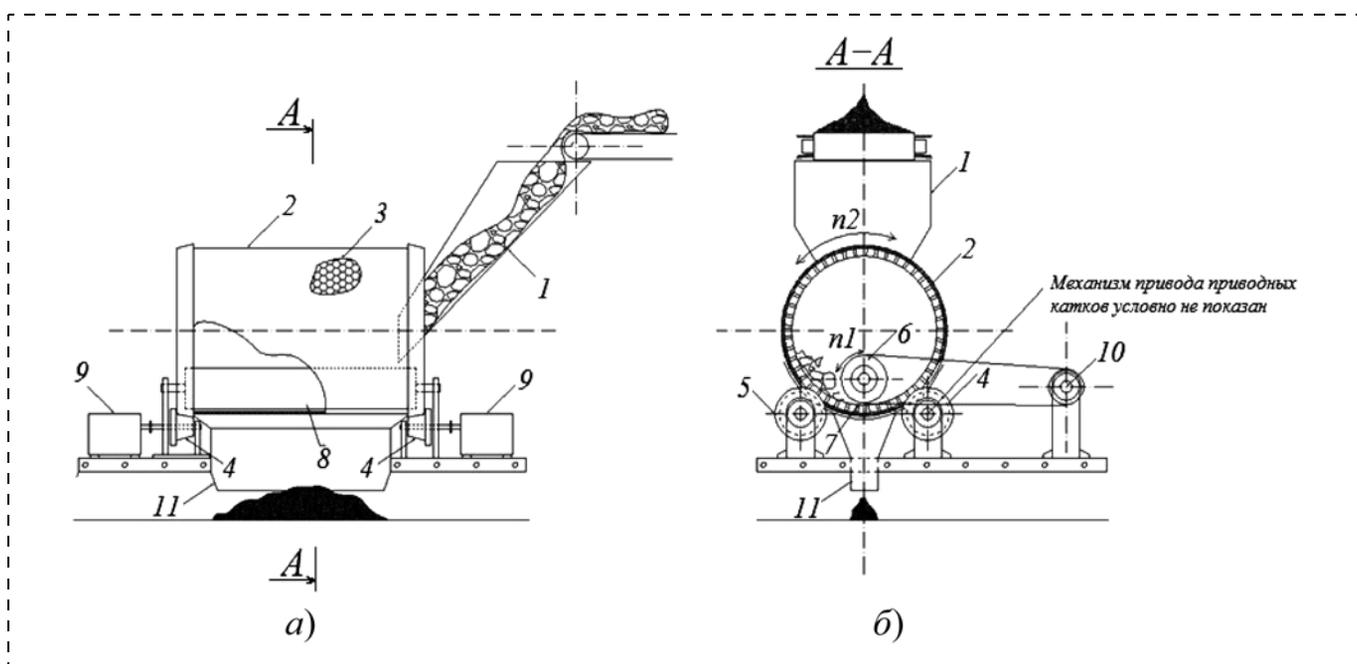
В результате проведенного анализа дробильно-сортировочного оборудования [1—4] разработана принципиально новая конструкция измельчителя-классификатора [5], представленная на рисунке.

Данное конструкторское решение позволяет совместить процессы измельчения и классификации в одном агрегате, минуя конвейерную перегрузку. Принцип воздействия на измельчаемый материал и технологические особенности данного агрегата позволяют применять его для измельчения слабых горных пород.

Измельчитель-классификатор содержит загрузочное устройство 1, вращающийся перфориро-

ванный барабан 2 с отверстиями (перфорациями) 3, опирающийся на приводной 4 и поддерживающий 5 ролики. Внутри перфорированного барабана 2 размещен рабочий элемент в виде вала-измельчителя 6, установленный с технологическим зазором 7, пропорциональным размеру отверстий 3 перфорированного барабана. Вал-измельчитель 6 снабжен сменными рабочими рельефными накладками 8. Перфорированный барабан 2 и вал-измельчитель 6 снабжены реверсивными индивидуальными приводами 9, 10, соответственно. Под перфорированным барабаном расположено разгрузочное устройство 11.

Измельчитель-классификатор работает следующим образом. Предварительно подготовленный по размеру к измельчению в данном агрегате исходный материал через загрузочное устройство 1 попадает на внутреннюю поверхность перфорированного барабана 2, вращающегося и опирающегося на приводные 4 и поддерживающие 5 ролики. Окружная скорость перфорированного барабана 2 отличается от окружной скорости вала-измельчителя 6 за счет использования индивидуальных приводов 9, 10. Попадающий в зазор 7 между валом-измельчителем 6 и перфорированным барабаном 2 материал подвергается высокоэффективному измельчению и через отверстия 3 перфорированного барабана (перфорации) попадает в разгрузочное устройство 11.



Измельчитель-классификатор:
а — общий вид; б — разрез А-А

Отличительной особенностью данного агрегата является то, что в нем объединены два процесса: измельчение и классификация горной породы. Это позволяет избавиться от транспортно-перегрузочных операций, усложняющих технологический процесс и увеличивающих рабочие площади.

Повышенная эффективность разрушения материала достигается за счет наличия разницы в окружных скоростях вращающегося вала-измельчителя и перфорированного барабана, вследствие чего измельчаемый материал подвергается одновременно как нормальным, так и сдвиговым (тангенциальным) напряжениям. Эта особенность разрушения положительно влияет на энергетические затраты и производительность агрегата, так как все природные и искусственные каменные материалы хорошо противостоят одноосному сжатию, тогда как способность их противостоять разрушению на сдвиг составляет 8...16 % от предела прочности на сжатие.

Кроме того, разница в окружных скоростях вала-измельчителя и перфорированного барабана приводит к появлению различных направлений движения отдельных слоев материала относительно друг друга, что положительно влияет на процессы разрушения и классификации. Использование на внутренней поверхности перфорированного барабана и поверхности вала-измельчителя футеровок с повышенными фрикционными свойствами относительно измельчаемого материала позволяет создать условия, при которых внешнее трение будет превышать внутреннее в слое, что положительно скажется как на процессе разрушения, так и на процессе классификации.

Для проверки эффективности работы агрегата были проведены экспериментальные исследования на специально разработанном экспериментальном стенде, позволившие установить основные конструктивные и технологические параметры, влияющие на производительность и эффективность работы. Предварительный анализ полученных результатов показал правильность выбранного направления исследований.

Испытания показали, что использование регулируемого зазора между валом-измельчителем и перфорированным барабаном повышает эффективность процесса грохочения. Также регулировкой зазора можно добиться минимальной толщины слоя измельчаемого материала, что положительно

сказывается на общей энергоэффективности процесса, так как при минимальной толщине слоя число частиц, не нуждающихся в измельчении, стремится к нулю. Из теории и практики грохочения известно, что материал с частицами размером $\leq 0,75B$ (где B — размер отверстия просеивающей поверхности) является легкогрохотимым, а при $\geq 0,75B$ — трудногрохотимым, поэтому зазор между валом-измельчителем и перфорированным барабаном зависит от этого критерия.

Кроме того, применение сменных рабочих рельефных накладок на поверхности вала-измельчителя позволяет интенсифицировать процесс разрушения за счет повышенных удельных напряжений при контакте с разрушаемым материалом. Рельеф и размер рабочих накладок выбираются исходя из конкретных физико-механических свойств материала. Так, например, для хрупких горных пород и материалов рекомендуется применять гладкую поверхность накладки вала-измельчителя или снабженную полусферами, расположенными в шахматном порядке, для вязких и пластичных — накладки, выполненные в виде винта или штырей, расположенных в шахматном порядке. Расположение элементов в шахматном порядке обусловлено увеличением рабочей поверхности вала-измельчителя.

Таким образом, применение измельчителя-классификатора для переработки слабых горных пород позволит не только повысить эффективность измельчения и классификации, но и снизить энергоемкость этих процессов, особенно при получении тонкодисперсного продукта.

Список литературы

1. Пивняк Г. Г., Вайсберг Л. А., Кириченко В. И. и др. Измельчение. Энергетика и технология: учеб. пособие для вузов. М.: Издательский дом "Руда и металлы", 2007. 296 с.
2. Донченко А. С., Донченко В. А. Справочник механика рудообогатительной фабрики. М.: Недра, 1986. 543 с.
3. Самыгин В. Д., Филиппов Л. О., Шехирев Д. В. Основы обогащения руд: учеб. пособие для вузов. М.: Альтекс, 2003. 304 с.
4. Авдохин В. М. Обогащение углей: учеб. для вузов. В 2-х т. М.: Горная книга, 2012. Процессы и машины (Т. 1), Технологии (Т. 2).
5. Заявка на пат. РФ 2012154291 от 17.12.2012 г. Измельчитель-классификатор / Бибииков П. Я., Бардовский А. Д., Воронин Б. В., Митусов П. Е., Кряжев Н. М.

УДК 622.012.7

Л. И. Андреева, д-р техн. наук, зав. отд.,
Т. И. Красникова, канд. техн. наук, мл. науч. сотр.,
Д. Р. Давлетшина, экон., ООО "НИИОГР",
Е. С. Баранова, студ., ЧелГУ, г. Челябинск

E-mail: tehnozem74@list.ru

Повышение эффективности ремонтного производства горного предприятия с учетом результатов аудита

По результатам производственно-технического аудита выявлены проблемы, снижающие эффективность ремонтного производства, сформулированы предложения и разработаны рекомендации по повышению его эффективности.

Ключевые слова: эффективность, ремонтные мощности, техническое состояние, эффективность использования техники, эффективность использования ресурсов, эффективность труда, эффективность взаимодействия.

L. I. Andreeva, T. I. Krasnikova, D. R. Davletshina, E. S. Baranova

Improving the Efficiency of Repair Production Mountain Enterprises Based on the Results of the Audit

According to the results of technological audit found problems that reduce the effectiveness of the repair of production, formulated conclusions and recommendations has predictable results.

Keywords: efficiency, repair facilities, technical condition, efficiency of equipment usage, resource use efficiency, efficiency of labor, efficiency of interaction.

Актуальность проблемы обслуживания и ремонта горной техники объясняется значительными и непрерывно растущими абсолютными и относительными затратами трудовых, материальных и финансовых ресурсов, что отрицательно влияет на себестоимость продукции, ее конкурентоспособность. Это вызвано рядом причин: несовершенным технологическим уровнем ремонтной базы, отставанием в области методического обеспечения бизнес-процессов, низкой квалификацией и недостаточным или избыточным количеством ремонтного персонала, слабым уровнем информационного обеспечения и др.

Эффективность ремонтного производства определяется рядом факторов: экономическим обоснованием финансовых вложений, объективной оценкой текущего уровня организации производства, необходимой для выявления направлений совершенствования.

В связи с этим на одном из горно-добывающих предприятий севера возникла необходимость проведения производственно-технического аудита ремонтного производства, который позволит выявить существующие проблемы и разработать рекомендации для повышения его эффективности.

Производственно-технический аудит ремонтного производства проводился специалистами ООО "НИИОГР" при участии руководителей и специалистов предприятия. При этом исследовались:

- ремонтные мощности;
- техническое состояние парка горных машин;
- показатели эффективности эксплуатации и технические возможности горной техники;
- обеспеченность ресурсами и эффективность их использования;
- взаимодействие ремонтного производства с подрядными организациями;
- мотивация ремонтного персонала;

- экономическая целесообразность ремонта горной техники;
- целесообразность ремонта и эксплуатации горной техники по соотношению "результат—затраты".

Оценка состояния ремонтных мощностей (цехов, участков, ремонтной и монтажной площадок) показала неполную их комплектацию относительно требований "Общего руководства на капитальный ремонт экскаваторов", что, в ряде случаев, обуславливает:

- существенные потери времени в технологическом процессе ремонта и проведения монтажно-демонтажных работ;
- вынужденное применение подручных приспособлений и инструмента, не обеспечивающих необходимого качества работ и личную безопасность обслуживающего персонала;
- организационную "неразбериху" в результате неэффективного взаимодействия персонала подразделений.

По экспертной оценке работников ремонтно-механического цеха (РМЦ) одного из горно-добывающих предприятий загрузка станков и оборудования $K_{з.с}$ составляет в среднем 38...40 % (см. таблицу). Станки токарной, фрезерной и сверлильной групп загружены несколько больше $K_{з.с} = 0,5...0,6$.

По нормам технологического проектирования для ремонтных баз горно-добывающего предприятия коэффициент загрузки станков $K_{з.с} \geq 0,65$ можно обеспечить при условии соблюдения плановости заказов, наличия квалифицированного персонала и достаточности финансовых средств.

Оценка обеспеченности персоналом ремонтных цехов и участков предприятия выявила дефицит высококвалифицированных рабочих специальностей: слесарь, электрогазосварщик, токарь, электромонтер 4, 5 и 6-го разрядов (всего 39 чел.). При существенном дефиците этих кадров их загрузка по участкам предприятия в среднем составила 0,4...0,6; станков и оборудования — 0,38...0,6. Такой разброс значений объясняется, по мнению работников предприятия, организационными причи-

Загрузка станков и оборудования РМЦ

Участок	Станки, ед.	$K_{з.с}$	Оборудование, ед.	$K_{з.о}$
Механической обработки	52,0	0,5	16,0	0,3
Ремонта редукторов	7,0	0,3	19,0	0,6
Ремонта насосного оборудования	15,0	0,4	19,0	0,4
Ремонта горной техники	18,0	0,3	19,0	0,3

нами: долгим согласованием и корректировкой заданий, поиском необходимых материалов и запасных частей, отсутствием эффективного взаимодействия со смежными участками, отвлечением на хозяйственные работы, выполнением работ, производственных заданий, не связанных с квалификацией работника.

Для повышения эффективности использования ремонтных мощностей рекомендованы:

1. Рационализация объемно-планировочных решений ремонтных площадей, цехов, участков: подготовка проекта использования площадей ремонтно-механического цеха и участков, включающего планировку цеха по технологическим переделам с соблюдением "принципа поточности"; организацию участков для производства ремонтов повышенной сложности; согласование и утверждение плана загрузки ремонтных цехов и участков, в соответствии с графиком вывода техники в плановые ремонты.

2. Организация ремонтных площадок (стационарной и временной) на карьере для производства ремонтов экскаваторов, предусматривающая:

- разработку внутрипроизводственного стандарта "Ремонтная площадка карьера для производства монтажно-демонтажных и ремонтных работ электрических экскаваторов". Структура стандарта должна включать: требования к ремонтной площадке, схему расположения временных сооружений, грузоподъемных средств и оборудования на ремонтной площадке, схему размещения узлов и агрегатов объекта ремонта с "привязкой" к грузоподъемному средству, схему расположения служебных и складских помещений, состав средств защиты;
- разработку плана организации стационарной и временной ремонтных площадок, определение места их размещения с указанием перечня необходимого оборудования, грузоподъемных средств, освещения и бытовых помещений;
- организацию обучения ремонтного персонала технологической последовательности монтажно-демонтажных операций при производстве ремонта в условиях стационарной и временной ремонтных площадок.

Для оценки технического состояния горных машин проводилось освидетельствование парка экскаваторов (всего 25 машин), эксплуатируемых на карьере. При этом было установлено всего 320 основных и развивающихся дефектов, в том числе рабочего оборудования — 114, механизмов поворотной платформы — 107, механизма хода — 92. В результате из 25 экскаваторов всего 9 отнесены к ра-

ботоспособным, по 10 экскаваторам определен прогнозируемый отказ, состояние 9 машин признано аварийным.

Повторное техническое освидетельствование экскаваторов выявило, что суммарное число дефектов возросло в 2 раза, число дефектов рабочего оборудования — в 2 раза, дефектов механизмов поворотной платформы — в 2,9 раза, дефектов механизма хода и опорно-поворотного устройства — в 1,4 раза.

Наблюдаемая динамика изменения технического состояния парка экскаваторов свидетельствует о слабом контроле за их фактическим техническим состоянием и ненадлежащем (не в полном объеме) качестве ремонта. По оценкам руководителей и специалистов, высокое влияние на техническое состояние горной техники оказывают эксплуатационные факторы — условия и режимы эксплуатации (до 70 %).

Таким образом, динамика изменения технического состояния горной техники (экскаваторов) отечественного и импортного производства не позволяет в ближайшее время рассчитывать на существенное повышение ее работоспособности без кардинального изменения системы ремонтного обслуживания.

*Для повышения эксплуатационной надежности горной техники **рекомендуется** организация контроля технического состояния горной техники и условий ее эксплуатации, предусматривающая:*

- организацию мониторинга технического состояния горной техники, включающего: регламент проведения ежесменного технического осмотра для экскаваторов ЭКГ и для дизельных экскаваторов; регистрацию параметров повреждений, фиксируемых в карте технического осмотра с указанием времени их возникновения и подписью машиниста экскаватора; регистрацию качества подготовки забоя в карте технического осмотра;
- закрепление функции контроля технического состояния узлов и агрегатов при эксплуатации экскаватора за экипажем;
- согласование регламента осмотра горных машин с регламентом производственного процесса;
- определение перечня контрольно-диагностических операций методами неразрушающего контроля деталей, узлов, агрегатов и металлоконструкций на основе ведомости дефектов;
- ознакомление и обучение эксплуатационного персонала методике проведения технического осмотра горной техники;

- организацию регулярного рассмотрения отказов горной техники для выявления причин их возникновения;
- разработку и освоение процедуры учета простоев горной техники в плановых ремонтах и аварийных отказах с суточной и недельной отчетностью по каждой бригаде ремонтников;
- согласование и утверждение формы, содержание информационных карт по отказам горной техники.

Комплексная оценка эффективности эксплуатации экскаваторов по критериям надежность техники, интенсивность эксплуатации и экономичность обслуживания показали, что большая часть техники (65 %) распределилась в область с низкими показателями по надежности и интенсивности эксплуатации и высокими затратами на ремонтное обслуживание. Ранжирование горной техники по данным критериям позволило определить экономическую целесообразность содержания экскаваторов и очередность вывода ее из эксплуатации.

Анализ результатов фактических и приемлемых затрат (исходя из опыта эксплуатации данных марок машин на других предприятиях) на ремонтное обслуживание экскаваторов с учетом производительного времени их работы позволил выявить следующие группы экскаваторов:

- с приемлемыми затратами и возможностью повышения времени производительной работы;
- с приемлемыми затратами и низким производительным временем работы при сроке службы, близком к нормативному;
- с неприемлемыми затратами и низким производительным временем работы.

*Для целенаправленного распределения и контроля финансовых средств и ресурсов **рекомендуется**:*

- обучение персонала методике расчета показателей эффективности эксплуатации горной техники — надежность техники, интенсивность эксплуатации, экономичность ремонтного обслуживания;
- группировка горной техники в соответствии с показателями эффективности, определение для каждой группы машин вида, объема ремонтных работ и периодичности их выполнения на основе Положения о планово-предупредительном ремонте;
- сравнение фактических и допустимых затрат на ремонтное обслуживание горной техники с учетом производительного времени работы и стоимости обслуживания.

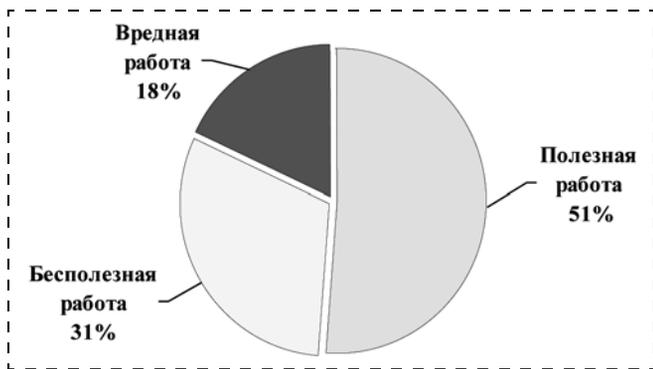


Рис. 1. Структура работы эксплуатационного и ремонтного персонала карьера

Для оценки уровня использования ресурсов был проведен анализ рабочего времени, выполненный при участии ремонтного и эксплуатационного персонала карьера. Это позволило выявить наиболее критичное восприятие уровня организации ремонтного производства персоналом среднего звена управления и выделить в структуре выполняемой работы время бесполезной и вредной работы — 49 % (рис. 1).

Также совместно с работниками предприятия проведена оценка обеспеченности ресурсами по видам.

По трудовым ресурсам, товарно-материальным ценностям и финансам обеспеченность составила 70 %, энергетическим ресурсам — 50 %, административным и технологическим — 60 %. Лишь по информационным ресурсам этот показатель достиг 90 %.

Расчет и анализ эффективности использования ресурсов в ремонтной службе предприятия позволили определить следующее: незначительное повышение эффективности использования экскаваторов (кубо-ковшей) наблюдается только в 2012 г., эффективность использования других ресурсов имеет тенденцию устойчивого снижения, а именно — ремонтный персонал, ремонтные площади, трудозатраты на ремонт, ФОТ работников ремонтной службы. Эффективность использования электроэнергии снизилась незначительно.

В структуре календарного фонда времени (КФВ) использования экскаваторов по оценкам руководителей и специалистов комбината имеются существенные потери: суммарные потери времени в среднем на один отечественный экскаватор — 3260 ч (37,1 % от КФВ); на один зарубежный экскаватор — 3687 ч (42,0 % от КФВ).

Сравнение показателей эффективности использования ресурсов, рассчитанных по отношению

к объему экскавации горной массы, позволило выявить, что эффективность снижается по ремонтным площадям в 1,34 раза, электроэнергии — в 1,05 раза, финансовым средствам — в 1,04 раза, денежным средствам на оплату труда работников — в 1,75 раза, ремонтному персоналу — в 1,32 раза.

По оценке специалистов предприятия, снижение эффективности использования ресурсов обусловлено низким профессиональным уровнем и ответственностью конкретных исполнителей, низкой ответственностью ИТР, недостаточной мотивацией персонала и неудовлетворительным техническим состоянием горной техники.

Для повышения эффективности использования ресурсов рекомендуется:

1. Совершенствование информационного обеспечения, позволяющего решать задачи эффективной организации процессов в ремонтном производстве (задачи учета, планирования, технологической подготовки), предусматривающее:

- проведение корректировки формы учетных документов, документов справочно-аналитического характера по видам горной техники;
- согласование и утверждение плана загрузки ремонтных цехов и участков, графиков годовых ремонтов, потребности в запасных частях, комплектующих материалах;
- выполнение ревизии нормативно-технологической документации, регламентирующей последовательность проведения технологических операций и расход ресурсов при выполнении ремонтных операций.

2. Совершенствование системы материально-технического обеспечения ТОиР, предусматривающее:

- разработку и согласование перечня необходимых агрегатов, запасных частей и материалов по видам горной техники, степени их сборности, массе и возможности восстановления;
- разработку недостающих и корректировку существующих норм расхода запасных частей и материалов на ремонтно-эксплуатационные нужды;
- наладку пообъектного учета расхода запасных частей и материалов;
- организацию контроля качества запасных частей собственного производства и покупных на входе в ремонтную зону.

По оценкам руководителей и специалистов комбината, эффективность взаимодействия ремонтных подразделений комбината и подрядных организаций в настоящее время находится на низком

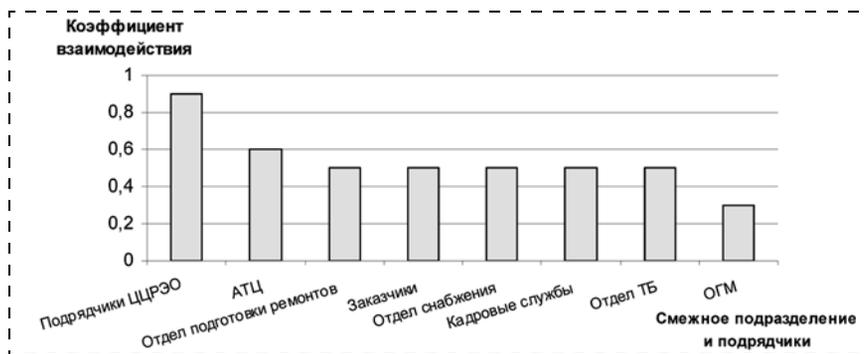


Рис. 2. Оценка эффективности взаимодействия РМЦ со смежниками и внутренним подрядчиком: ЦПРЭО — цех централизованного ремонта электрооборудования; АТЦ — автотранспортный цех; ОГМ — отдел главного механика

уровне — коэффициент взаимодействия равен 0,3 (рис. 2).

Результаты оценки эффективности взаимодействия энергомеханической службы карьера с подразделениями предприятия и подрядными организациями свидетельствуют о различии методов планирования деятельности, эффективности подготовки, проведения и контроля ремонтного обслуживания горных машин.

Сравнение эффективности деятельности внутренних ремонтных подразделений и подрядных организаций показало: затраты денежных средств на 1 маш.-ч работы у внутренних ремонтных подразделений в 9,4 раза меньше, чем у сторонних организаций; затраты денежных средств на 1 чел.-ч работы персонала при обслуживании и ремонте у внутренних ремонтных подразделений в 2,1 раза меньше, чем у сторонних организаций; количество маш.-ч работы экскаваторов на 100 чел.-ч работы персонала при обслуживании и ремонте у внутренних ремонтных подразделений в 4,5 раза больше, чем у сторонних организаций.

Для повышения эффективности взаимодействия ремонтной службы с подразделениями предприятия и подрядными организациями **рекомендуется** определить и зафиксировать области ответственности ремонтной службы с горным производством и службой снабжения. Для этого необходимо разработать и согласовать Положение о порядке взаимодействия производственных подразделений, включающее: ответственность персонала за эксплуатацию, содержание и ремонт горной техники; своевременную поставку и качество запасных частей; санкции и претензии по отношению к внутренним производственным подразделениям.

Таким образом, результаты проведенного производственно-технического аудита свидетельствуют о наличии существенных резервов в ремонт-

ном производстве в направлении повышения эффективности использования ремонтных мощностей и ресурсов, обеспечения эксплуатационной надежности горной техники, повышения эффективности взаимодействия ремонтной службы с подразделениями предприятия и подрядными организациями.

Для реализации выявленных резервов рекомендуется организация работ по следующим направлениям:

- формирование в составе комбината на базе ремонтных подразделений системы технического сервиса экскаваторов на основе дифференцированного подхода к выбору технических услуг относительно каждой группы машин с различными показателями эффективности их эксплуатации;
 - рационализация объемно-планировочных и конструктивных решений ремонтных площадей цехов и участков;
 - формирование комбинированной системы ТОиР, базирующейся на учете времени работы техники, объемах выполняемых работ и ее техническом состоянии.
- Разработка Программы повышения эффективности ремонтной службы, включающей обозначенные направления, позволит:
- сформировать рациональные технологические потоки ремонта горной техники посредством специализации и стандартизации процессов, существенно снизить потери времени при выполнении технологических операций;
 - обеспечить своевременность постановки горной техники на ремонтное обслуживание для предупреждения развития возможных дефектов узлов и снижения риска возникновения аварийных отказов;
 - принимать экономически обоснованные решения относительно оптимального срока службы каждой единицы техники и целесообразности ее содержания;
 - обеспечить ритмичность деятельности ремонтной службы посредством эффективного планирования, подготовки и проведения ремонтного обслуживания горной техники;
 - усилить персонифицированную ответственность за эксплуатацию, содержание и ремонт горных машин.

УДК 621.867:621.92:622.7.01

А. Н. Картавий, д-р техн. наук, вед. науч. сотр.,
НПК "Механобр-техника", г. Санкт-Петербург
E-mail: kartavyi@mail.ru

Моделирование и определение мощности дебалансных вибрационных агрегатов

Представлена обобщенная модель горных центрированных дебалансных вибрационных агрегатов для переработки полезных ископаемых. Приведены выражения, отражающие энергетический баланс для их колебательных систем в различных режимах. Определена необходимая мощность таких агрегатов с учетом сложного движения дебалансной массы. Построены зависимости мощности по полученным выражениям и ее значения для применяемых в промышленности вибрационных питателей, грохотов и мельниц.

Ключевые слова: вибрационный агрегат, вибрационный грохот, вибрационная мельница, принцип центрирования, математическая модель двухзвенной колебательной системы, метод Лагранжа, метод Даламбера, энергозатраты агрегата.

A. N. Kartavyi

Generalize Model and Calculating Power Consumption of Vibration Imbalance Aggregates

The work contains generalize model of mining centering vibration imbalance aggregates for processing operations. The expressions reflecting the law of conservation of energy for such oscillatory systems in various modes are received. Power consumption of such units taking into account difficult movement nonbalancing weights is defined. Dependences of power consumption on the received expressions for vibrating feeders, screens and mills are constructed.

Keywords: vibration aggregate, vibration screen, vibration mill, centering method, mathematical model of two-section oscillating system, method of Lagrange, method of D'Alembert, power consumption for aggregate.

1. Основные сведения об обобщенной модели центрированного виброагрегата

Повышение энергоэффективности производств является актуальной важной проблемой. Только на измельчение полезных ископаемых на горно-обогатительных предприятиях тратится до 20 % всей электроэнергии [1, с. 11]. Наименее энергозатратными и в ряде случаев наиболее эффективными являются агрегаты вибрационного принципа действия (виброгрохоты, вибродробилки и т. д.), успешно применяемые на горных предприятиях. Однако определение энергетических параметров виброагрегатов аналитическими расчетными методами требует уточнения, так как их расчетные значения существенно расходятся с фактическими данными.

В целях разработки расчетных методик для определения энергетических параметров нами проведено моделирование и разработана обобщенная

динамическая модель одномассного центрированного дебалансного вибрационного агрегата.

Одним из примеров такого виброагрегата может служить дебалансный вибрационный грохот с эллиптическими колебаниями (рис. 1, а), состоящий из рабочего органа 1, располагаемого на упруго-вязких опорах 3 и приводимого в движение дебалансным вибровозбудителем 2 с электродвигателем 4. Вне зависимости от механизма передачи крутящего момента: через упругую лепестковую муфту 5 (см. рис. 1, б), карданный вал 6 (см. рис. 1, в) или, например, приводной механизм 7 (см. рис. 1, г), вал дебалансного вибровозбудителя 2 будет, во-первых, вращаться вокруг своей оси с угловой скоростью ω — относительное движение, а, во-вторых, с той же угловой скоростью и совместно с рабочим органом 1 перемещаться по некоторой замкнутой кривой (показана пунктиром на рис. 1, в) — переносное движение.

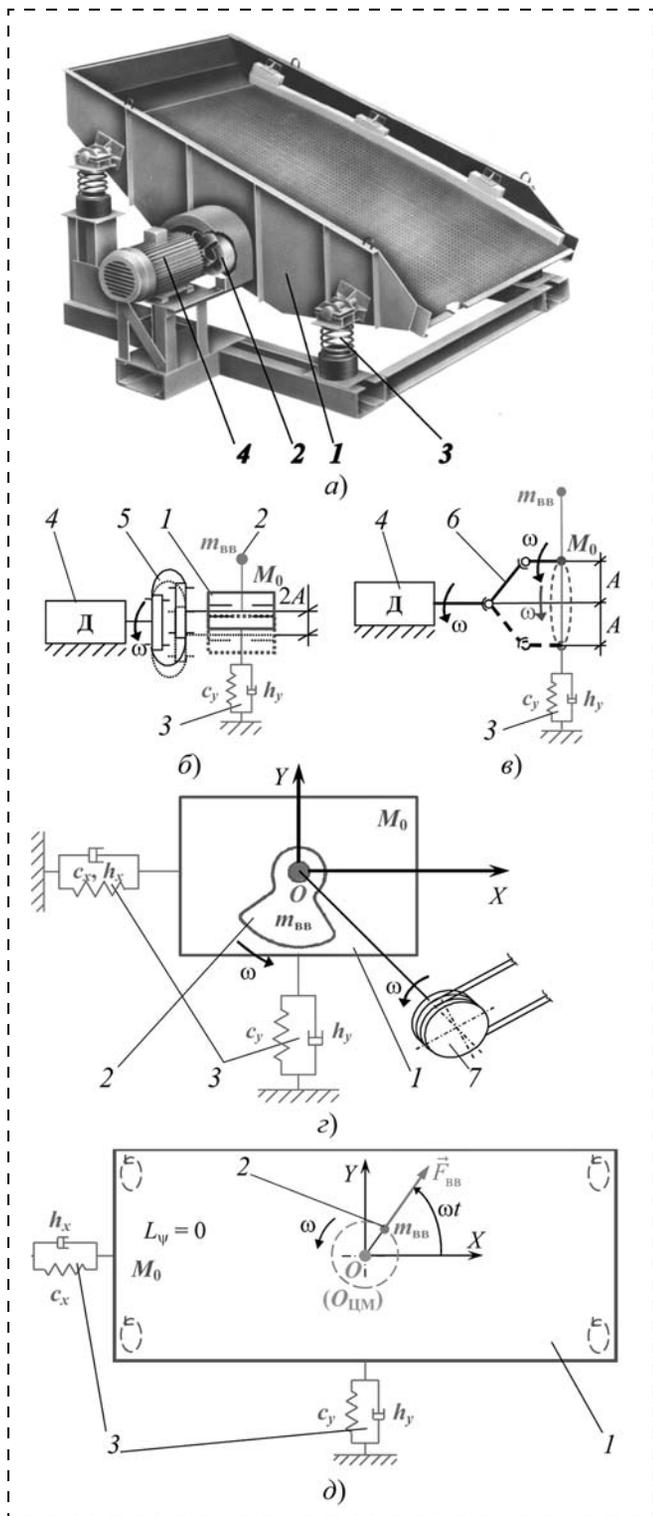


Рис. 1. Общий вид (а), схемы передачи крутящего момента (б, в и г) и динамическая схема (д) централизованного дебалансного вибратора агрегата:

1 — рабочий орган; 2 — дебалансный вибровозбудитель; 3 — упруго-вязкие опоры системы амортизации; 4 — электродвигатель; 5 — упругая муфта, 6 — карданный вал; 7 — приводной механизм; $m_{\text{вв}}$ — дебалансная масса; M_0 — масса колеблющихся частей виброагрегата без учета массы вибровозбудителя $m_{\text{вв}}$; $F_{\text{вв}}$ — возмущающая сила дебаланса; L_{ψ} — сумма моментов угловых колебаний; ωt — угол поворота вектора $F_{\text{вв}}$; c_x, c_y и h_x, h_y — жесткости и диссипативные коэффициенты упруго-вязких элементов по осям прямоугольной системы координат XOY

Схематично исследуемый виброагрегат приведен на рис. 1, д. При расположении оси вибровозбудителя в центре масс (ЦМ) рабочего органа и при правильно подобранных параметрах системы амортизации поле траекторий движения точек рабочего органа будет однородным и состоять из замкнутых кривых — фигур, близких к эллипсам, а вибрационный агрегат — центрирован.

Разработанная динамическая модель такого дебалансного виброагрегата (рис. 2) представляет собой двухзвенную систему с упруго-вязким звеном и упруго-вязким шарнирным соединением и имеет две колеблющиеся массы, которые сосредоточены в соответствующих ЦМ, и моделируются материальными точками: рабочего органа $M_{\text{РО}}$ с учетом технологической нагрузки, колеблющейся вместе с рабочим органом, и дебаланса $m_{\text{вв}}$. Модель разработана с учетом известных представлений о динамике двойного маятника (см., например, [2, с. 67—68, 3, с. 180—182, 4, с. 274—275, 5, с. 210, 6, с. 174]) и наиболее полно по сравнению с проведенными ранее исследованиями [7, 8] учитывает параметры динамической системы вибраторных агрегатов: переменную амплитуду колебаний A , которой является длина первого звена, моделирующего систему амортизации¹, его жесткость c_1 и демпфирование b_1 , крутильную жесткость вала вибровозбудителя c_2 и сопротивления в его подшипниках b_2 , силы тяжести F_{T1} и F_{T2} от масс рабочего органа и дебаланса, а также усилие привода $F_{\text{пр}}$ на плече r , приводящее систему в движение. Второе звено моделирует дебалансный вибровозбудитель массой $m_{\text{вв}}$ с приведенным радиусом r ЦМ дебаланса. Обобщенная координата φ_1 определяет угловое положение первого звена, а φ_2 — второго ($\varphi_2 - \varphi_1 = \varphi$ — сдвиг фазы колебаний² — угол опережения масс $m_{\text{вв}}$ массы $M_{\text{РО}}$).

Вращение рассматриваемой системы совершается вокруг некоторой точки O , которую в литературе принято считать точкой равновесного положения системы или в случае отсутствия положения

¹ Моделирование системы амортизации с помощью одной пружины оправдано при выполнении принципа центрирования виброагрегата, так как в этом случае в любой момент времени линия действия суммарной реактивной силы будет проходить по оси первого звена через центр вращения системы (точку O).

² Величина φ характеризует отставание фазы перемещения от фазы силы или опережение фазы силы фазы перемещения. Еще под φ понимают сдвиг по фазе вынужденных колебаний от колебаний возмущающей силы [3, с. 40, 9, с. 587]. Это то же самое, если сказать, что масса M_0 отстает от массы $m_{\text{вв}}$ на угол φ или масса $m_{\text{вв}}$ опережает массу M_0 на этот же угол. В классической теории колебаний угол φ_x формально входит в решение $x = A_x \cos(\omega t - \varphi_x)$ уравнений вида $M\ddot{x} + b_x \dot{x} + c_x x = F_{\text{вв}} \cos \omega t$, как сдвиг фазы колебаний относительно оси координат OX (M — масса колеблющихся частей системы; b_x и c_x — диссипативный и жесткостной коэффициенты системы упругой амортизации относительно оси OX ; A_x — амплитуда колебаний относительно той же оси; $F_{\text{вв}}$ — возмущающая сила; ω — вынужденная частота круговых колебаний).

Диссипативная функция будет представлять собой сумму затрат на преодоление трения в первом звене и шарнире второго, а также на потери в технологической нагрузке. В первом звене диссипативная функция будет:

$$W_{P1} = \frac{1}{2} b_1 v_{\text{пер}}^2 = \frac{b_1 A^2}{2} \dot{\phi}_1^2 \quad ([b_1] = [\text{Н} \cdot \text{с}/\text{М}]).$$

Потери в подшипниковых опорах в общем случае при вращательном движении зависят от способа задания момента трения $L_{\text{тр}}$ [10, с. 102—106]. При сухом трении $L_{\text{тр}} = -k_2$ и диссипативная функция

будет выглядеть как $W_{P2} = k_2 \dot{\phi}_2$, где $k_2 = f F_{\text{вв}} \frac{d_{\text{в}}}{2}$,

$\text{Н} \cdot \text{м}$; f — коэффициент трения в подшипниках; $d_{\text{в}}$ — диаметр вала; $F_{\text{вв}} = m_{\text{вв}} r \omega^2$ — дебалансная сила вибровозбудителя [11, с. 111—112]. Если момент трения зависит от обобщенной скорости в первой степени (вязкое трение), то момент трения и диссипативная функция будут выражаться следующим образом:

$L_{\text{тр}} = -b_2 \dot{\phi}_2$ и $W_{P2} = \frac{b_2}{2} \dot{\phi}_2^2$, где $b_2 = f m_{\text{вв}} r \dot{\phi}_2 \frac{d_{\text{в}}}{2}$,

$\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$. Однако для систем с вынужденными колебаниями, вызванными дебалансными вибровозбудителями, валы которых в свою очередь вращаются в подшипниковых узлах, момент трения может зависеть от второй степени скорости вращения

($L_{\text{тр}} = -b_2 \dot{\phi}_2^2$), т. е. имеется в виду так называемое квадратичное сопротивление¹, и диссипативная

функция получает вид: $W_{P2} = \frac{b_2}{3} \dot{\phi}_2^3$, где $b_2 = f m_{\text{вв}} r \frac{d_{\text{в}}}{2}$,

$\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Что касается потерь на трение, за счет которых осуществляется рабочий процесс — потерь в технологической нагрузке (или в грузе) при колебаниях рабочего органа, например, при вибротранспортировании, виброгрохочении и т. п., то в силовом и энергетическом отношениях они могут быть представлены комбинацией моделей сухого (или пластичного) и вязкого трения:

— при сухом трении $F_{\text{тр}} = -k_{\text{тн}}$ и $W_{P3} = k_{\text{тн}} v_{\text{тн}}$, где $k_{\text{тн}} = f_{\text{тн}} F_{\text{н}}$, Н ; $F_{\text{н}} = f(\delta_{\text{тн}}, \rho_{\text{тн}}, a_{\text{тн}})$ — сила давления вышерасположенных слоев технологической нагрузки на нижележащие слои или поверхность рабочего органа, зависящая от толщины вышерас-

¹ Заметим, что в этом случае называть шарнир, соединяющий первое и второе звенья, упруго-вязким не совсем правильно в части, касающейся способа задания трения. Больше подошли бы термины "упруго-квадратичновязкий" или "упруго-квадратичносопротивляющийся" и т. п. Однако они не являются общепринятыми.

положенных слоев $\delta_{\text{сл}}$, плотности груза $\rho_{\text{тн}}$ и его нормального ускорения $a_{\text{тн}}$ при колебаниях, Н ; $v_{\text{тн}}$ — линейная скорость движения технологической нагрузки, $\text{м}/\text{с}$; $f_{\text{тн}}$ — коэффициент трения между слоями груза и рабочим органом;

— в случае пластических деформаций (тело Сен-Венана) $F_{\text{тр}} = -k_{\text{тн}} \text{sign}(v_{\text{тн}})$;

— при вязком трении $F_{\text{тр}} = -b_{\text{тн}} v_{\text{тн}}$ и $W_{P3} = \frac{b_{\text{тн}}}{2} v_{\text{тн}}^2$, где $b_{\text{тн}} = \eta_{\text{тн}} \frac{S_{\text{тн}}}{\delta_{\text{тн}}}$, $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}$; $\eta_{\text{тн}}$ — коэффициент вязкости груза, $\text{Па} \cdot \text{с}$; $S_{\text{тн}}$ — площадь слоя груза, на которой возникает сила сопротивления $F_{\text{тр}}$, м^2 ; $\delta_{\text{тн}}$ — толщина груза, м ;

— при квадратичновязком трении $F_{\text{тр}} = -b_{\text{тн}} v_{\text{тн}}^2$

и $W_{P3} = \frac{b_{\text{тн}}}{3} v_{\text{тн}}^3$, где $b_{\text{тн}} = \eta_{\text{тн}2} \frac{S_{\text{тн}}}{\delta_{\text{тн}}}$, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; $\eta_{\text{тн}2}$ — коэффициент при квадратичной вязкости груза, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{М}^3$.

На скорость движения технологической нагрузки $v_{\text{тн}}$ наряду с физико-механическими параметрами груза влияют: во-первых, способ его подачи на рабочий орган (начальная скорость), во-вторых, угол наклона рабочего органа (в том числе влияние силы тяжести) и, в-третьих, динамическое воздействие на груз со стороны рабочего органа. В целом можно принять $v_{\text{тн}}$ некоей осредненной величиной, имеющей свое конкретное значение для каждого агрегата и технологической нагрузки и зависящей от обобщенной скорости первого звена: $v_{\text{тн}} = k_v A \dot{\phi}_1$, где k_v — поправочный коэффициент скорости движения технологической нагрузки по рабочему органу, характерный для каждого технологического процесса.

Например, при действии сложной силы сопротивления ее можно представить как сумму осредненных сопротивлений от трения по поверхности рабочего органа $F_{\text{тн.ст}}$ и вязкого трения $F_{\text{тн.вт}}$ в технологической нагрузке: $F_{\text{тн}} = F_{\text{тн.ст}} + F_{\text{тн.вт}} = k_{\text{тн}} + b_{\text{тн}} k_v A \dot{\phi}_1$. Диссипативная функция в этом

случае будет: $W_{P3} = k_{\text{тн}} k_v A \dot{\phi}_1 + \frac{b_{\text{тн}}}{2} k_v^2 A^2 \dot{\phi}_1^2$.

При визуализации действия силы сопротивления технологической нагрузки (см. рис. 2, а) ее вектор $\vec{F}_{\text{тн}} = \vec{F}_{\text{тнр}} + \vec{F}_{\text{тнт}}$ может быть спроектирован на оси координат ТОР : $F_{\text{тнр}} = F_{\text{тн}} \sin \psi$, $F_{\text{тнт}} = F_{\text{тн}} \cos \psi$, где ψ — угол между вектором скорости $v_{\text{тн}}$ и поверхностью рабочего органа (например, для горных виброагрегатов типа виброгрохотов и вибротранспортеров этот угол близок к нулю, так как скорость

транспортирования груза намного превышает скорость перемещения слоев перпендикулярно поверхности рабочего органа, а, например, для различного рода вибросмесителей угол ψ наоборот будет близок к 90°).

При этом по нормали к траектории движения рабочего органа будет действовать также сила инерции технологической нагрузки $F_{\text{тн.ин}}$, которая наряду с проекцией $F_{\text{тнт}}$ будет влиять на амплитуду колебаний рабочего органа, по всей видимости, ее уменьшая. Инерция груза учитывается, как было принято выше, прибавлением к массе рабочего органа массы груза, участвующей в движении совместно с рабочим органом ($M_{\text{РО}} = M_0 + M_{\text{тн}}$).

Таким образом, суммарная диссипативная функция будет:

$$\begin{aligned} W_{\text{Р}} &= W_{\text{Р1}} + W_{\text{Р2}} + W_{\text{Р3}} = \\ &= b_{\text{в}} \frac{A^2}{2} \dot{\phi}_1^2 + k_{\text{тр}} A \dot{\phi}_1 + \frac{b_2}{3} \dot{\phi}_2^3, \end{aligned} \quad (2)$$

где $b_{\text{в}} = b_1 + b_{\text{тн}} k_{\text{в}}^2$ — составной коэффициент диссипации по элементам вязкости системы; $k_{\text{тр}} = k_{\text{тн}} k_{\text{в}}$ — коэффициент диссипации по элементам сухого трения системы.

Потенциальная энергия системы будет зависеть от сил упругости в первом звене и шарнире второго и сил тяжести масс $m_{\text{вв}}$ и $M_{\text{РО}}$. Для первого звена потенциальную энергию сил упругости получим в следующем виде:

$$\begin{aligned} W_{\text{п.упр1}} &= \frac{c_1 x_1^2}{2} + \frac{c_1 y_1^2}{2} = \\ &= \frac{c_1 A^2}{2} \sin^2 \phi_1 + \frac{c_1 A^2}{2} \cos^2 \phi_1 = \frac{c_1 A^2}{2}. \end{aligned} \quad (3)$$

Полученное значение потенциальной энергии упругих элементов в первом звене совпадает с известными (см., например, [9, с. 623—624]), но в нашем случае не зависит от обобщенной координаты.

Учет сил упругости в шарнире второго звена зависит от крутильной жесткости вала вибровозбудителя, и потенциальная энергия деформации u может определяться интегрированием по объему V [12]:

$$W_{\text{п.упр2}} = \int_V u dV = \int \frac{L_{\text{пр}}^2(x)}{2GI_p(x)} dx, \quad (4)$$

где $I_p = \int_{F_{\text{кр}}} r_{\text{кр}}^2 dF_{\text{кр}}$ — полярный момент инерции сечения вала; G — модуль упругости при сдвиге

или модуль упругости второго рода (Н/м^2); $L_{\text{пр}}$ — крутящий момент привода; $r_{\text{кр}}$ — плечо приложения крутящей силы $F_{\text{кр}}$.

При постоянной жесткости $c_2 = GI_p$ по длине вала $l_{\text{в}}$ ($I_p = \text{const}$, т. е. для вала постоянного сечения) получим:

$$W_{\text{п.упр2}} = \frac{L_{\text{пр}}^2 l_{\text{в}}}{2c_2}. \quad (5)$$

Если принять, что $c_2 \rightarrow \infty$, то $W_{\text{п.упр2}} \rightarrow 0$.

Потенциальную энергию сил тяжести определим следующим образом [13, с. 90—93]:

$$W_{\text{п.т}} = (M_{\text{РО}} + m_{\text{вв}})gA \cos \phi_1 + m_{\text{вв}} g r \cos \phi_2. \quad (6)$$

Суммарная потенциальная энергия будет:

$$\begin{aligned} W_{\text{п}} &= W_{\text{п.упр1}} + W_{\text{п.упр2}} + W_{\text{п.т}} = \\ &= \frac{c_1 A^2}{2} + \frac{L_{\text{пр}}^2 l_{\text{в}}}{2c_2} + MgA \cos \phi_1 + m_{\text{вв}} g r \cos \phi_2. \end{aligned} \quad (7)$$

Энергетический баланс для рассматриваемой системы выглядит как

$$W_{\text{к}} + W_{\text{п}} - W_{\text{дисс}} = \text{const}, \quad (8)$$

где $W_{\text{дисс}} = 2 \int_{t_1}^{t_2} W_{\text{Р}} dt$ — энергия, расходуемая на диссипативные потери [14, с. 111]; t_1 и t_2 — пределы интегрирования.

Для установившегося режима энергозатраты на диссипативные потери за период колебаний $[0; T = 2\pi/\omega]$ будут при учете (2):

$$\begin{aligned} W_{\text{дисс}} &= 2 \int_0^{2\pi/\omega} \left(b_{\text{в}} \frac{A^2}{2} \dot{\phi}_1^2 + k_{\text{тр}} A \dot{\phi}_1 + \frac{b_2}{3} \dot{\phi}_2^3 \right) dt = \\ &= \frac{4\pi}{\omega} \left(b_{\text{в}} \frac{A^2}{2} \dot{\phi}_1^2 + k_{\text{тр}} A \dot{\phi}_1 + \frac{b_2}{3} \dot{\phi}_2^3 \right) = \\ &= 2\pi b_{\text{в}} A^2 \omega + 4\pi k_{\text{тр}} A + \frac{4\pi b_2}{3} \omega^2. \end{aligned}$$

С учетом того, что это значение получено за 2π секунд, окончательно имеем:

$$W_{\text{дисс}} = b_{\text{в}} A^2 \omega + 2k_{\text{тр}} A + \frac{2b_2}{3} \omega^2. \quad (9)$$

В общем случае энергетический баланс для одно-массного вибрационного агрегата, колебательная система которого представлена в виде двухзвенной

системы с упруго-вязким звеном и упруго-вязким шарнирным соединением, выражается уравнением:

$$\frac{1}{2} MA^2 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m_{\text{ВВ}} r^2 \dot{\varphi}_2^2 + m_{\text{ВВ}} Ar \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) + \frac{c_1 A^2}{2} + \frac{L_{\text{ПР}}^2 I_{\text{В}}}{2c_2} + MgA \cos \varphi_1 + m_{\text{ВВ}} g r \cos \varphi_2 - \int_{t_1}^{t_2} b_{\text{В}} A^2 \dot{\varphi}_1^2 dt - \int_{t_1}^{t_2} 2k_{\text{ТР}} A \dot{\varphi}_1 dt - \int_{t_1}^{t_2} \frac{2b_2}{3} \dot{\varphi}_2^3 dt = \text{const.} \quad (10)$$

Без учета сил тяжести и жесткости второго элемента (вала вибровозбудителя) это выражение при $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = \omega$ и $\varphi_2 - \varphi_1 = \varphi$ (в зарезонансном режиме при $\varphi > \pi/2$ перед третьим слагаемым будет знак "-") имеет вид:

$$\frac{1}{2} F_{\text{ИН}} A + \frac{1}{2} F_{\text{ВВ}} r + F_{\text{ПР}} r \cos \varphi + \frac{1}{2} F_{\text{УПР}} A - F_{\text{ДИСС}} A - (F_{\text{ТН.ВТ}} + 2F_{\text{ТН.СТ}}) k_{\text{В}} A - \frac{1}{3} F_{\text{ПОДШ}} d_{\text{В}} = \text{const}, \quad (11)$$

где $F_{\text{ПР}} = m_{\text{ВВ}} \nu_{\text{ПР}} \dot{\varphi}_1 = m_{\text{ВВ}} A \omega^2$ — сила, возникающая при переносном движении в связи с расположением оси вибровозбудителя вне центра вращения системы; $F_{\text{УПР}} = MA\omega_0^2$ и $F_{\text{ИН}} = MA\omega^2$ — упругая и инерционная силы от действия амортизаторов и инерции системы; $\omega_0 = \sqrt{c_1/M}$ — собственная частота круговых колебаний; $F_{\text{ДИСС}} = b_1 A \omega = 2h_1 MA \omega$ — диссипативная сила системы амортизаторов; $h_1 = b_1/2M$ — коэффициент диссипации в упругих элементах первого звена; $F_{\text{ТН.СТ}} = f_{\text{ТН}} F_{\text{ТН}}$ и $F_{\text{ТН.ВТ}} = b_{\text{ТН}} k_{\text{В}} A \dot{\varphi}_1$ — силы сухого и вязкого трения в технологической нагрузке; $F_{\text{ПОДШ}} = 2b_2 \omega^2/d_{\text{В}}$ — сила сопротивления в подшипниковых опорах вибровозбудителя.

3. Уравнения движения динамической системы централизованного виброагрегата

При математическом моделировании обобщенные силы находились с помощью способа, описанного в [2, с. 366—368], через проекции на оси системы координат XOY вектора силы $\vec{F}_{\text{ПР}}$, приложенного двигателем привода к массе $m_{\text{ВВ}}$ (при ее относительном движении) на плече r . Для плоского движения масс $M_{\text{РО}}$ и $m_{\text{ВВ}}$ были получены следующие значения обобщенных сил:

$$Q_1 = F_{\text{ПР}} A \cos(\varphi_1 - \varphi_2); \quad (12)$$

$$Q_2 = F_{\text{ПР}} r. \quad (13)$$

На основе использования известных уравнений Лагранжа

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial W_{\text{К}}}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial W_{\text{К}}}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial W_{\text{П}}}{\partial \dot{\varphi}_1} + \frac{d}{dt} \frac{\partial W_{\text{П}}}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial W_{\text{П}}}{\partial \varphi_1} = Q_1; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial W_{\text{К}}}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial W_{\text{К}}}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial W_{\text{П}}}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d}{dt} \frac{\partial W_{\text{П}}}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial W_{\text{П}}}{\partial \varphi_2} = Q_2 \end{cases} \quad (14)$$

и подстановки в них значений кинетической $W_{\text{К}}$ и потенциальной $W_{\text{П}}$ энергии, диссипативной функции $W_{\text{Р}}$ и обобщенных сил Q_1 и Q_2 получены уравнения

$$\begin{cases} MA^2 \ddot{\varphi}_1 + m_{\text{ВВ}} A r \cos \varphi \ddot{\varphi}_2 - m_{\text{ВВ}} A r \sin \varphi \dot{\varphi}_2^2 + b_{\text{В}} A^2 \dot{\varphi}_1 + k_{\text{ТР}} A + MgA \sin \varphi_1 = F_{\text{ПР}} A \cos \varphi; \\ m_{\text{ВВ}} r^2 \ddot{\varphi}_2 + m_{\text{ВВ}} A r \cos \varphi \ddot{\varphi}_1 + m_{\text{ВВ}} A r \sin \varphi \dot{\varphi}_1^2 + b_2 \dot{\varphi}_2^2 + m_{\text{ВВ}} g r \sin \varphi_2 = F_{\text{ПР}} r. \end{cases} \quad (15)$$

Слагаемые вида $m_{\text{ВВ}} A r \sin \varphi \dot{\varphi}_k^2$, где k — порядковый номер звена ($k = 1$ или $k = 2$), являются моментами нормальных сил инерции, а слагаемые, содержащие ускорения $\ddot{\varphi}_1$ и $\ddot{\varphi}_2$, — моментами тангенциальных (касательных) сил инерции, что характерно для переносного движения. Таким образом, уравнения (15) представляют собой уравнения моментов сил, действующих на массы M и $m_{\text{ВВ}}$.

Воспользовавшись кинестатическим принципом Даламбера, затем по осям подвижной системы координат TOP были найдены уравнения движения массы M , учитывающие ее инерционную силу, диссипативную силу внутреннего трения системы амортизации агрегата, силу ее упругости, а также возбуждающую силу привода:

$$\begin{cases} M \ddot{\rho}_1 + b_{\rho} \dot{\rho}_1 + c_{\rho} \rho_1 + m_{\text{ВВ}} \ddot{\rho}_2 - Mg \cos \varphi_1 = F_{\text{ПР}\rho}; \\ M \ddot{\tau}_1 + b_{\tau} \dot{\tau}_1 + c_{\tau} \tau_1 + m_{\text{ВВ}} \ddot{\tau}_2 + Mg \sin \varphi_1 = F_{\text{ПР}\tau} - F_{\text{ТН.СТ}} \end{cases} \quad (16)$$

В результате их решения получены равенства

$$\begin{cases} MA \ddot{\varphi}_1 + b_{\text{В}} A \dot{\varphi}_1 + m_{\text{ВВ}} [A \ddot{\varphi}_1 - r \dot{\varphi}_2^2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + r \dot{\varphi}_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1)] + Mg \sin \varphi_1 = F_{\text{ПР}} \cos(\varphi_2 - \varphi_1) - F_{\text{ТН.СТ}}; \\ -MA \dot{\varphi}_1^2 + c_1 A - m_{\text{ВВ}} [A \dot{\varphi}_1^2 + r \dot{\varphi}_2^2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) + r \dot{\varphi}_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)] - Mg \cos \varphi_1 = -F_{\text{ПР}} \sin(\varphi_2 - \varphi_1). \end{cases} \quad (17)$$

Система уравнений (15), полученная на основе метода Лагранжа, является системой уравнений моментов, а система (17), полученная на основе метода Даламбера, — системой уравнений сил. Первые уравнения этих систем совпадают после

их приведения к одинаковому виду и при пренебрежении силами тяжести. В результате использования обоих методов получена система из трех уравнений с параметром $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$ для установившегося режима колебаний:

$$\begin{cases} F_{\text{пр}} \cos \varphi + F_{\text{вв}} \sin \varphi = F_{\text{дисс}} F_{\text{тн.ст}}; \\ F_{\text{пр}} r = F_{\text{пер}} r \sin \varphi + F_{\text{подш}} \frac{d_{\text{в}}}{2}; \\ F_{\text{пр}} \sin \varphi = F_{\text{пер}} - F_{\text{уин}} + F_{\text{вв}} \cos \varphi, \end{cases} \quad (18)$$

где $F_{\text{уин}} = F_{\text{упр}} - F_{\text{ин}} = MA[\omega_0^2 - \omega^2]$ — суммарная упруго-инерционная сила от действия амортизаторов и инерции системы.

4. Силовые параметры динамической системы и мощность привода виброагрегата

При рассмотрении системы (18) видно, что усилие привода $F_{\text{пр}}$ затрачивается на диссипативные потери и трение в технологической нагрузке (первое уравнение) и на преодоление инерционных и упругих сил (третье уравнение). Второе уравнение определяет движущий момент привода вибровозбудителя, необходимый при относительном движении массы $m_{\text{вв}}$ и для преодоления сопротивлений в подшипниковых опорах. Кроме того, из третьего уравнения следует, что "синусная" часть силы привода уравнивает разность сил инерции системы и упругости амортизаторов, "косинусную" часть центробежной силы $F_{\text{вв}}$ при вращении массы $m_{\text{вв}}$ вибровозбудителя и переносную силу $F_{\text{пер}}$.

На рис. 3 показаны схемы сил в соответствии с системой уравнений (18). Так как точки приложения действующих и инерционных сил практически совпадают, на схемах эти точки совмещают, оговаривая к чему приложены эти силы [15, с. 12].

Воспользовавшись методом приведения силы к заданному центру (методом Пуансо), перенесем силу привода $F_{\text{пр}}$ параллельно самой себе в ЦМ массы $M_{\text{РО}}$, добавив при этом пару сил ($F'_{\text{пр}}$ и $F''_{\text{пр}}$), вместо $F_{\text{пр}}$ получим векторный момент $F'_{\text{пр}} r$ переносимой силы относительно новой точки приложения силы и движущую силу $F''_{\text{пр}}$. Вращающий момент привода относительно оси вибровозбудителя будет равен: $L_{\text{пр1}} = F'_{\text{пр}} r = F_{\text{пр}} r$. При этом сила $F_{\text{пр}}$, действуя на массу $M_{\text{РО}}$, становится движущей по отношению к этой массе, преодолевающей сопротивления системы при движении по окружности и уравнивающей все действующие силы по осям системы координат ТОР, включая центральные.

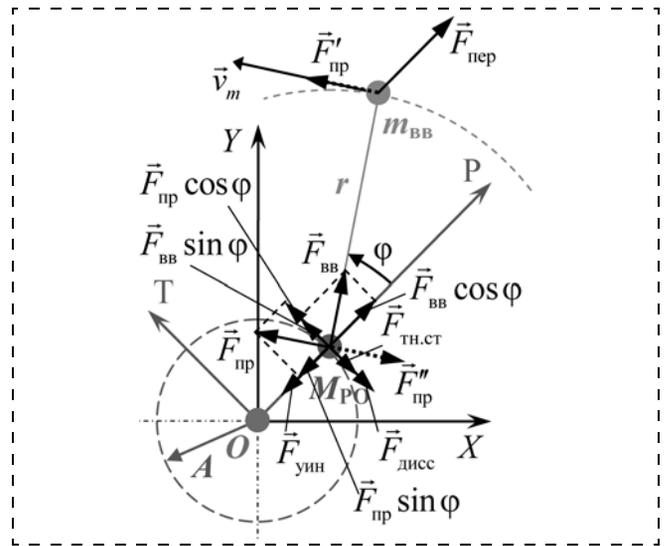


Рис. 3. Схема действия сил системы масс $M_{\text{РО}}$ и $m_{\text{вв}}$ в дорезонансном режиме колебаний

"Косинусная" составляющая $F_{\text{пр}} \cos \varphi$ силы привода приложена на плече A и оказывает влияние на массу $M_{\text{РО}}$ и в дорезонансном режиме наряду с "синусной" составляющей $F_{\text{вв}} \sin \varphi$ дебалансной силы преодолевает диссипативные силы $F_{\text{дисс}}$ и $F_{\text{тн.ст}}$ (первое уравнение системы (18)). При этом нужно отметить, что в данном случае можно говорить о составном характере диссипативных сил, так как все слагаемые первого уравнения, находящиеся в левой части, в той или иной мере содержат как диссипативную составляющую (сдвиг фаз φ), так и параметры динамической системы (например, сила привода $F_{\text{вв}}$ зависит от массы $m_{\text{вв}}$ и радиуса r дебаланса вибровозбудителя, а также от частоты колебаний ω).

Кроме того, как амплитуда колебаний A , так и тригонометрические функции сдвига фаз φ могут быть выражены не только через параметры системы, но и через силы:

$$A = \frac{m_{\text{вв}} r_{\text{вв}} \omega^2}{M \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2 \omega^2}} = \frac{F_{\text{вв}}}{\sqrt{F_{\text{уин}}^2 + F_{\text{дисс}}^2}}; \quad (19)$$

$$\cos \varphi = \frac{\omega_0^2 - \omega^2}{M \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2 \omega^2}} = \frac{F_{\text{уин}}}{\sqrt{F_{\text{уин}}^2 + F_{\text{дисс}}^2}}; \quad (20)$$

$$\sin \varphi = \frac{2h_1 \omega}{M \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2 \omega^2}} = \frac{F_{\text{дисс}}}{\sqrt{F_{\text{уин}}^2 + F_{\text{дисс}}^2}}; \quad (21)$$

$$\text{tg} \varphi = \frac{2h_1 \omega}{\omega_0^2 - \omega^2} = \frac{F_{\text{дисс}}}{F_{\text{уин}}}. \quad (22)$$

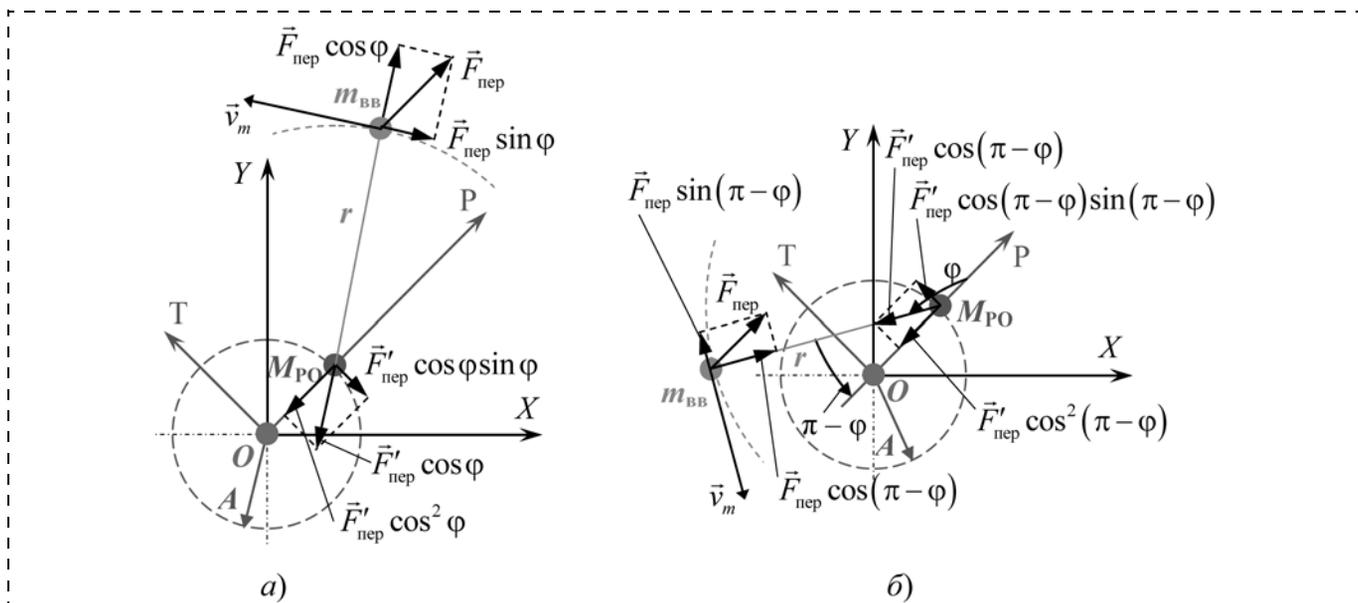


Рис. 4. Схемы действия переносной силы и ее проекций в дорезонансном (а) и в зарезонансном (б) режимах работы

Таким образом, установлено, что диссипативные составляющие, включающие влияние технологической нагрузки и главным образом трение в материале упругих элементов, и динамические параметры системы (упругие и инерционные параметры, а также частота колебаний) имеют взаимное влияние друг на друга и на амплитуду колебаний.

Используя (18), было найдено, что:

$$F_{\text{пр2}} = F_{\text{вв}}. \quad (23)$$

Совместное использование методов Лагранжа и Даламбера позволило найти систему (18) и уравнение (23) для установившегося режима работы одномассной колебательной системы. Оба метода подтверждают и дополняют исследования, приведенные в [7, 8].

На основе первого уравнения системы (18), учитывая (23), можно найти момент привода вибровозбудителя: $L_{\text{пр2}} = F_{\text{дисс}}A + F_{\text{тн.ст}}A = F_{\text{вв}}A(\cos\varphi + \sin\varphi)$, требуемый для преодоления диссипативных составляющих. Отсюда, подставив выражения (20) и (21) для $\cos\varphi$ и $\sin\varphi$, можно найти необходимую мощность привода вибровозбудителя за период колебаний $T = 2\pi/\omega$:

$$N_{\Sigma 2} = L_{\text{пр2}} \frac{\omega}{2\pi} = \frac{F_{\text{вв}} A \omega}{2\pi \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h_{\text{в}}^2 \omega^2}} (|\omega_0^2 - \omega^2| + 2h_{\text{в}}\omega). \quad (24)$$

Поясним, что средняя мощность, которая необходима для работы виброагрегата, определяется

по выражению: $N = L_{\text{пр}}v$, где $v = \omega/2\pi$ — частота колебаний, $\Gamma \Omega^1$.

При подстановке в (24) выражения $F_{\text{вв}} = MA\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h_{\text{в}}^2 \omega^2}$ было установлено, что:

$$N_{\Sigma 2} = \frac{MA^2 \omega}{2\pi} (|\omega_0^2 - \omega^2| + 2h_{\text{в}}\omega). \quad (25)$$

С учетом функции Лагранжа, определяемой в литературе как $W_L = |W_{\text{п}} - W_{\text{к}}| = \frac{MA^2}{2} |\omega_0^2 - \omega^2|$, мощность при пренебрежении диссипативными потерями будет (функция Лагранжа изменяется за период колебаний дважды):

$$N_{\Sigma 2} = \frac{W_L \omega}{2\pi} = \frac{W_L}{T}. \quad (26)$$

Косинусная составляющая силы $F_{\text{пер}} \cos\varphi$, действуя через связь, образует реактивную силу $F'_{\text{пер}} \cos\varphi$, которая может быть спроектирована на оси OP и OT (рис. 4). Проекция $F'_{\text{пер}} \cos^2\varphi$ не создает крутящий момент, так как проходит через центр вращения системы (точку O), но уменьшает амплитуду

¹ Частота v не содержит 2π в отличие от круговой частоты ω , которая есть число колебаний за 2π секунд и которую получают дифференцированием угла поворота. Часто последнюю принимают за частоту v и называют круговой, угловой или циклической частотой, а также угловой скоростью, что создает путаницу и порождает ошибку в расчетах в 2π раз, например, мощности, поэтому ее расчетные значения могут не сходиться с реальными, найденными эмпирическим путем (см., например, [16, с. 212, 17, с. 431]).

колебаний (при $F'_{\text{пер}} \cos^2 \varphi \ll F_{\text{ин}}$ этим уменьшением можно пренебречь). Проекция $F'_{\text{пер}} \cos \varphi \sin \varphi$, действующая как активная сила на массу $M_{\text{РО}}$ по касательной к траектории ее движения, будет равна $F'_{\text{пер}} \cos \varphi$. Это в свою очередь приводит к уравнению $F'_{\text{пер}} \sin \varphi = F'_{\text{пр}}$ или ко второму уравнению системы (18) при условии равенства $F'_{\text{пер}} = F_{\text{пер}}$.

Обобщая изложенное выше, можно заключить, что суммарный момент привода складывается из трех составляющих:

— момента, возникающего при относительном движении массы $m_{\text{ВВ}}$, $L_{\text{пр1}} = F_{\text{пр}} r$;

— момента от действия диссипативной силы $F_{\text{дисс}}$, приложенной к массе $M_{\text{РО}}$, $L_{\text{пр2}} = F_{\text{дисс}} A + F_{\text{тн.ст}} A$;

— момента, необходимого для преодоления проекции реактивной силы $F'_{\text{пер}} \cos \varphi \sin \varphi$ от действия косинусной составляющей $F_{\text{пер}} \cos \varphi$ переносной силы $F_{\text{пер}}$, связанной с переносным движением массы $m_{\text{ВВ}}$, $L_{\text{пр3}} = F_{\text{пр}} r \cos \varphi$.

Момент, необходимый для преодоления силы, связанной с переносным движением массы $M_{\text{РО}}$, и равный $F_{\text{пр}} A \cos \varphi$, входит в $L_{\text{пр2}}$.

Тогда получим следующее выражение: $L_{\text{пр}} = F_{\text{пр}} r + F_{\text{дисс}} A + F_{\text{тн.ст}} A + F_{\text{пр}} r \cos \varphi$. Преобразуем его, используя первое и второе уравнения системы (18) и учитывая равенство $F_{\text{пер}} r = F_{\text{ВВ}} A$, получим:

$$L_{\text{пр}} = F_{\text{ВВ}} A [\cos \varphi + \sin \varphi + \sin \varphi (1 + \cos \varphi)] + \frac{1}{2} F_{\text{подш}} d_{\text{В}} (1 + \cos \varphi). \quad (27)$$

Влияние трения в материалах упругих элементов и в технологической нагрузке на суммарный момент привода учитывается в выражении (27) в неявном виде с помощью сдвига фазы колебаний φ , являющегося аргументом тригонометрических функций. Первые два слагаемых, входящие в (27) и содержащие функции $\cos \varphi$ и $\sin \varphi$, необходимы для движения системы массой M без учета сложного движения массы $m_{\text{ВВ}}$, а слагаемое $\sin \varphi (1 + \cos \varphi)$ получено дополнительно на основе обобщенной двухзвенной модели и учитывает сложное движение массы $m_{\text{ВВ}}$ и наличие переносной силы $F_{\text{пер}}$.

Необходимая суммарная мощность привода будет:

$$N_{\Sigma} = L_{\text{пр}} \frac{\omega}{2\pi} = F_{\text{ВВ}} A \frac{\omega}{2\pi} [|\cos \varphi| + \sin \varphi + \sin \varphi (1 + |\cos \varphi|)] + F_{\text{подш}} \frac{d_{\text{В}}}{2} (1 + |\cos \varphi|).$$

Преобразуя это выражение, получим:

$$N_{\Sigma} = \frac{MA^2 \omega}{2\pi} \left[|\omega_0^2 - \omega^2| + 2h_{\text{В}} \omega + 2h_{\text{В}} \omega \left(1 + \lambda_{\text{ин}} \frac{|\omega_0^2 - \omega^2|}{\omega^2} \right) \right] + F_{\text{подш}} \frac{d_{\text{В}}}{4\pi} \omega \left(1 + \lambda_{\text{ин}} \frac{|\omega_0^2 - \omega^2|}{\omega^2} \right). \quad (28)$$

Поясним, что мощность, необходимая для преодоления сопротивления в подшипниках вибровозбудителей и представленная во второй части выражения (28), может определяться по следующему окончательному выражению

$$N_{\text{подш}} = f_{\text{тр}} M A d_{\text{В}} \frac{\omega^3}{4\pi \lambda_{\text{ин}}} \left(1 + \lambda_{\text{ин}} \frac{|\omega_0^2 - \omega^2|}{\omega^2} \right). \quad (29)$$

В (29) произведение $f_{\text{тр}} M A d_{\text{В}} \omega^3 / 2$ представляет собой мощность, известную из литературных источников (см., например, [11, с. 111–112]). Отличие найденного нами выражения (29) состоит в наличии коэффициента динамичности $\lambda_{\text{ин}}$, множителя $1/2\pi$, а также дополнительного слагаемого, включающего соотношение $|\omega_0^2 - \omega^2|/\omega^2$. На наш взгляд, это позволяет учесть динамику виброагрегата и влияние параметров его колебательной системы на сопротивление в подшипниках вибровозбудителя, имеющие сложный характер, и дает более точный результат при различных режимах колебаний.

Выражение (28) позволяет рассчитать мощность привода вибровозбудителя, необходимую для колебаний виброагрегата, включая преодоление упруго-инерционных сил, диссипативных сил и переносных сил инерции в связи со сложным движением массы вибровозбудителя $m_{\text{ВВ}}$ (соответственно, первое, второе и третье слагаемые), а также сопротивлений в подшипниковых узлах вибровозбудителей (четвертое слагаемое) и влияние технологической нагрузки (за счет диссипативного коэффициента $h_{\text{В}}$).

Выражения (25), (26) и (28) могут быть использованы в системах с вынужденными колебаниями для определения мощности приводов центрированных виброагрегатов в зарезонансном и дорезонансном режимах их работы. В случае нецентрального приложения возмущающих сил необходима дополнительная мощность в связи с наличием угловых колебаний. Тогда:

$$N_{\Sigma \text{пр}} = N_{\Sigma} + N_{\text{угл}}, \quad (30)$$

где $N_{\text{угл}}$ — дополнительная мощность, необходимая для преодоления угловых колебаний.

Мощность $N_{\text{угл}}$ определяется для виброагрегатов с одним и сдвоенным дебалансными вибро-возбудителями по различным выражениям в зависимости от геометрических параметров приложения возмущающих сил и имеет определенные трудности. Значения этой мощности могут достигать значений для централизованных виброагрегатов.

5. Анализ выражений мощности привода виброагрегата

Анализ полученных выражений проводился в двух направлениях: во-первых, построением зависимостей мощности от основных параметров, входящих в полученные выражения, а, во-вторых, сопоставлением полученных результатов с параметрами известных и успешно применяемых в промышленности виброагрегатов.

На рис. 5 в качестве примеров приведены зависимости мощности без учета потерь на угловые колебания и трение в подшипниках от коэффициента отстройки от резонанса ($\mu = \omega / \omega_0$) при фиксированной амплитуде колебаний и различных коэффициентах динамичности ($\lambda_{\text{ин}} = MA/m_{\text{вв}}r$). В дорезонансном режиме при $\lambda_{\text{ин}} \geq 1,5$ зависимости имеют характерно выраженный максимум мощности. Однако в случае больших диссипативных потерь (см. рис. 4, б) при $\lambda_{\text{ин}} < 1,5$ этот максимум исчезает. В зарезонансном режиме при наличии диссипативных потерь кривые растут быстрее.

На рис. 6 по выражению (30) построены зависимости мощности, необходимой для преодоления инерционных и диссипативных (в материалах упругих элементов) сил и сил трения в подшипниках вибровозбудителей эксплуатируемых в про-

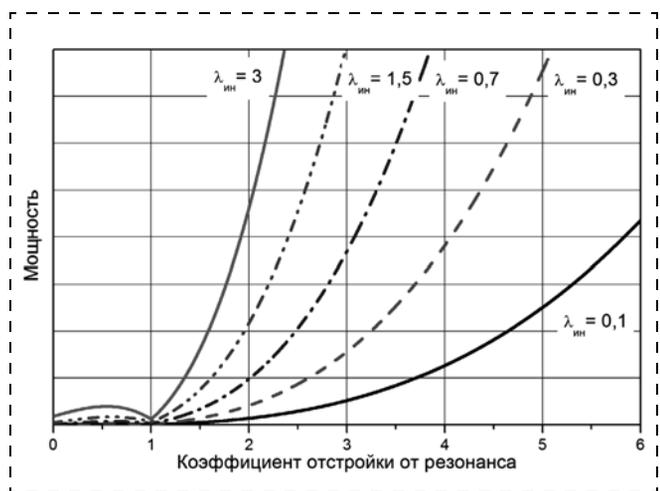


Рис. 5. Зависимости мощности, требуемой для преодоления разности инерционных и упругих сил, от коэффициента отстройки от резонанса при малых диссипативных потерях и различном коэффициенте динамичности $\lambda_{\text{ин}}$

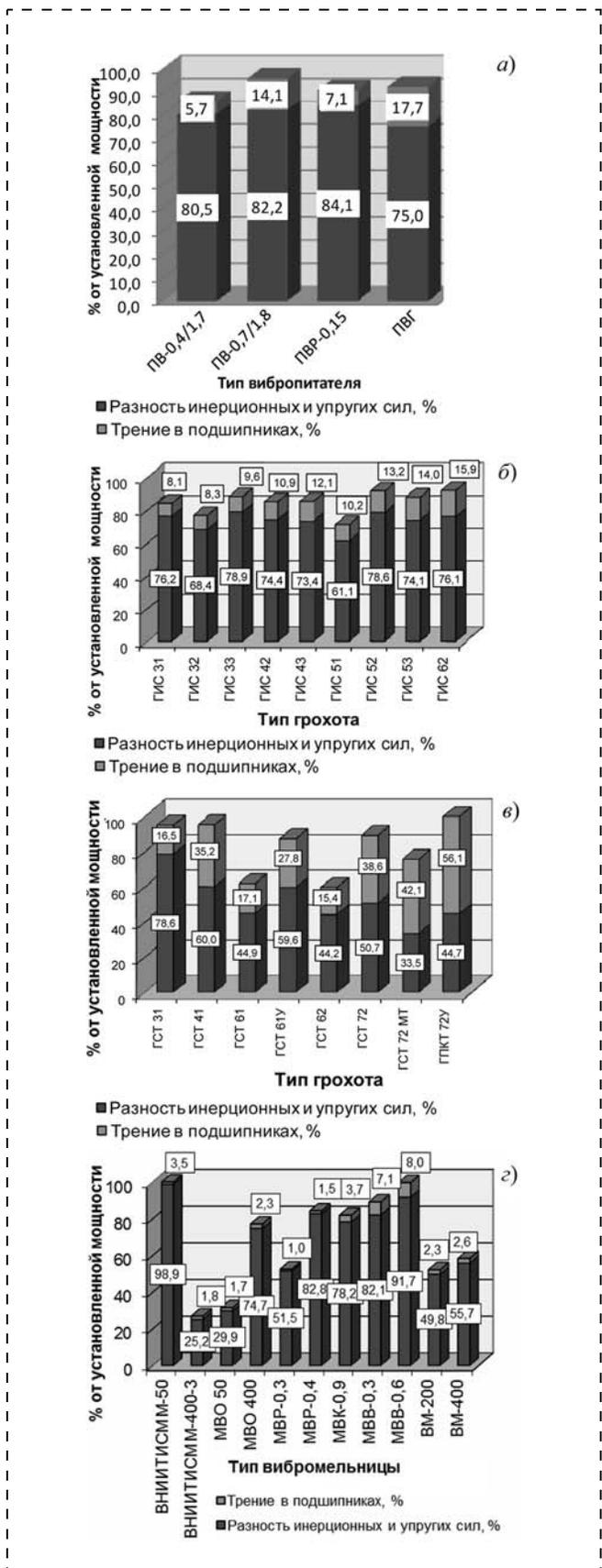


Рис. 6. Мощность, необходимая для преодоления инерции системы и трения в подшипниках на примере вибрационных питателей (а), грохотов с эллиптическими (б) и направленными (в) колебаниями и вибромельниц (г)

мышленности вибрационных питателей, грохотов и мельниц. Энергозатраты на преодоление трения в подшипниках растут с увеличением масс и размеров агрегатов. При этом для грохотов с направленными колебаниями, имеющих сдвоенные вибровозбудители, такие энергозатраты больше в процентном отношении, чем для имеющих одиночные вибровозбудители. Доля затрат на преодоление инерционных сил достигает 85...90 % в зависимости от типа вибрационного агрегата и числа установленных на нем вибровозбудителей.

В связи с тем, что, как правило, горные вибрационные агрегаты работают в резонансном режиме и диссипативные потери невелики ($h_B \rightarrow 0$), в инженерных расчетах допустимо наряду с выражением (29) применять упрощенные выражения, рекомендованные в работе [7]:

$$N_{\text{уин}} = \frac{MA^2\omega}{2\pi} (\omega^2 - \omega_0^2) = \frac{m_{\text{вв}}rA\omega}{2\pi} (\omega^2 - \omega_0^2). \quad (31)$$

Расчет установленной мощности для известных конструкций нецентрированных агрегатов может также проводиться по приведенным выше выражениям. В этом случае будут выявлены конструкции, возмущающая сила в которых приложена не к центру масс их колебательных систем. Это хорошо видно для некоторых вибромельниц на рис. 6, 2, имеющих значительно большую установленную мощность, чем полученная расчетным путем.

В целом нужно отметить, что приведенные выражения для определения мощности привода центрированных виброагрегатов отражают необходимые ее значения только для работы их механических динамических систем в установившемся режиме. Способ учета дополнительных потерь в этом режиме, включая электрические, не представляет трудностей и связан главным образом с КПД электродвигателей (достаточно высоким в номинальных режимах их работы). Более сложным является определение энергозатрат в переходных режимах и в основном при запуске виброагрегатов с полной нагрузкой. Этот вопрос лежит в плоскости исследований работы электропривода, подбора его специфических характеристик и параметров, способов его регулирования и управления и т. п. При этом для горных виброагрегатов основными будут энергозатраты в установившемся режиме их работы, как наиболее протяженном во времени. В соответствии с приведенными выше

исследованиями величина энергозатрат будет зависеть главным образом от выбранных при конструировании виброагрегатов параметров их механических систем.

Список литературы

1. Вайсберг Л. А., Зарогатский Л. П., Туркин В. Я. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / Под ред. Л. А. Вайсберга. СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. 306 с.
2. Бутенин Н. В. Введение в аналитическую механику. М.: Наука, 1971. 264 с.
3. Быховский И. И. Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение, 1968. 362 с.
4. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1990. 592 с.
5. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1980. 272 с.
6. Яковенко Г. Н. Краткий курс аналитической динамики. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2009. 238 с.
7. Картавый А. Н. Определение мощности привода центрированной вибрационной машины // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 1. С. 30-34.
8. Картавый А. Н. Механизм возбуждения колебаний и затраты мощности дебалансными вибровозбудителями // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 9. С. 34-40.
9. Курс теоретической механики: учеб. для вузов / В. И. Дронг, В. В. Дубинин, М. М. Ильин и др.; под общ. ред. К. С. Колесникова. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. 736 с.
10. Мусалимов В. М., Валетов В. А. Динамика фрикционного взаимодействия. СПб.: СПбГУ ИТМО, 2006. 191 с.
11. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.
12. Агамиров Л. В. Курс лекций по сопротивлению материалов. Электронное справочное пособие. URL: http://mysopromat.ru/uchebnye_kursy/sopromat/kruchenie/potentsialnaya_energiya_deformatsii_pri_kruchenii/
13. Чуркин В. М. Теоретическая механика в решениях задач из сборника И. В. Мещерского: Устойчивость равновесия. Малые колебания. Устойчивость равновесия. М.: Книжный дом "Либроком", 2010. 136 с.
14. Бухгольц Н. Н. Основной курс теоретической механики. Ч. 2. Динамика системы материальных точек. М.: Наука, 1969. 332 с.
15. Яблонский А. А. Курс теоретической механики. Ч. II. Динамика. Изд. 4-е, дополн.: учеб. для высших технических учебных заведений. М.: Высшая школа, 1971. 488 с.
16. Гернет М. М. Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1987. 344 с.
17. Никитин Н. Н. Курс теоретической механики: Учеб. для машиностроит. и приборостроит. спец. вузов. М.: Высшая школа, 1990. 607 с.

Математическая модель для расчета усилия рыхления выемочными машинами мерзлой породы крупным сколом^{НГ}

На основании анализа предельного состояния отделяемого элемента стружки при рыхлении крупным сколом (сотовым способом) дана аналитическая зависимость (математическая модель) для расчета усилия рыхления (резания) мерзлой породы.

Ключевые слова: мерзлая порода, выемочные машины, сотовое резание, предельное состояние стружки, аналитическая зависимость, сопротивление резанию.

S. A. Shemyakin, S. N. Ivanchenko, A. Yu. Cheban

Mathematical Model for Calculating the Force of Loosening by Excavation Machines by Large Fragments of Frozen Rocks

Based on the analysis of the limiting state of a separated item chips loosening by large fragments (cell-way) given the dependence of the analysis (mathematical model) to calculate the force of loosening (cutting) of frozen rocks.

Keywords: frozen rock, excavation machine, cellular cutting, the limiting state of chips, analytical dependence of the resistance to cutting.

Большинство фрезерных комбайнов, траншейных и роторных экскаваторов имеют расстановку зубьев на рабочих органах, обеспечивающих выемку мерзлых и крепких пород крупным сколом (сотовым способом). Навесные рыхлители (рипперы) могут осуществлять послойное рыхление мерзлой породы этим же способом.

По существующим зависимостям [1–3], полученным для заблокированного способа резания, расчет нагрузок на рабочие органы выемочных машин, работающих по сотовому способу, приводит к значительным погрешностям.

Проведенные экспериментальные исследования [4, 5] по определению формы элементов стружки, отделяемых от массива под действием зуба при резании сотовым способом и возникающих при этом сопротивлений, показали, что принципиального отличия в физической картине стружкообразования при рыхлении мерзлой породы заблокированным и сотовым способом нет. В обоих случаях перед лобовой поверхностью движущегося режущего инструмента (ножа, зуба) формируется уплотненное ядро породы, которое, уплотняясь и продвигаясь вверх по лобовой поверхности, создает давление на вышележащий слой породы. Разница за-

ключается в форме и конфигурации поверхности элемента стружки, отделяемого от массива. То, что поверхность отделения стружки рваная и шероховатая, а элементы стружки при резании отлетают вверх, свидетельствует о том, что отделение элемента стружки происходит в основном за счет деформации отрыва.

На рис. 1 указаны основные параметры зуба 1 и стружки 2: угол резания α_p , угол заострения 180° , ширина режущей кромки S ; толщина стружки h ; угол развала γ ; угол отрыва стружки θ ; толщина нижней прямоугольной части прорези h_2 .

Таким образом, в дальнейших расчетах принято, что по поверхности отделения возникают предельные напряжения разрыва σ_p , что соответствует существующим представлениям о процессе резания мерзлых пород [1, 3].

Касательные напряжения (напряжения сдвига) непосредственно перед отрывом элемента стружки не достигают предельного значения и могут быть определены по формуле Кулона:

$$\tau = C_0 - \sigma_p \operatorname{tg} \varphi_2,$$

где C_0 — сцепление частиц породы; φ_2 — угол внутреннего трения породы о породу.

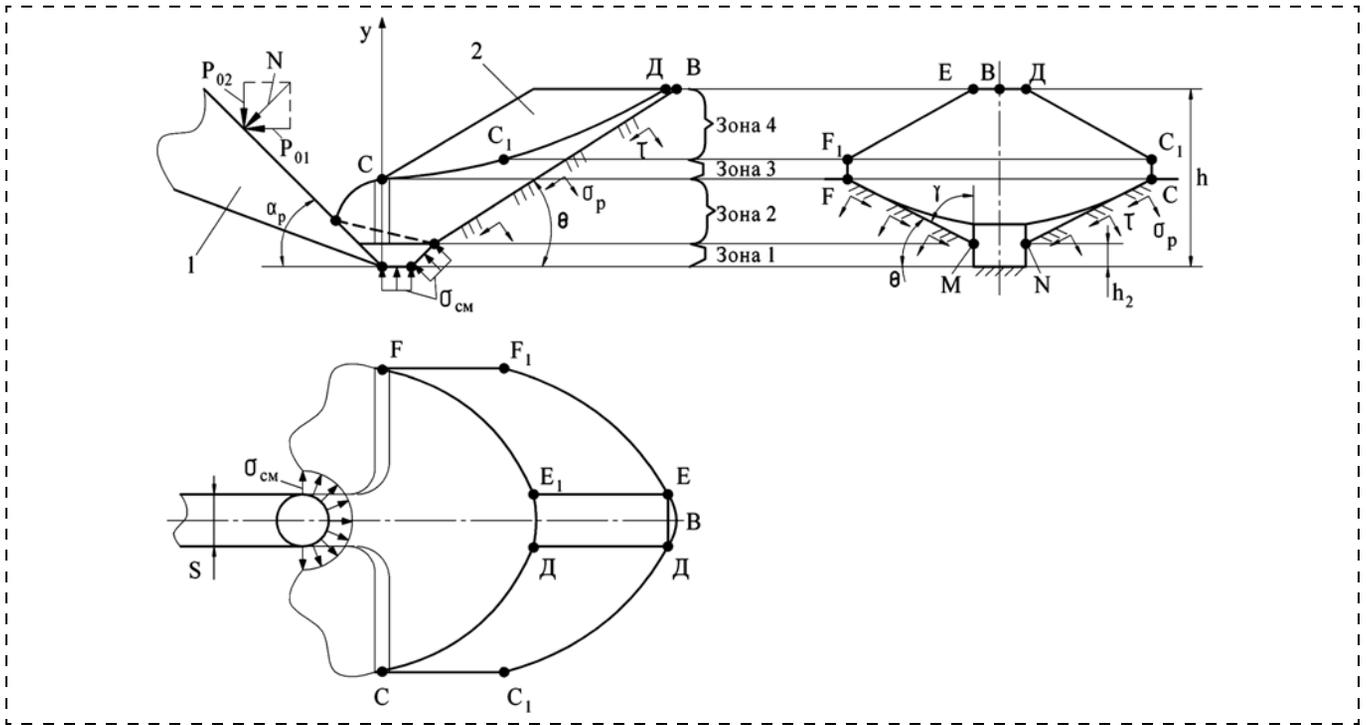


Рис. 1. Форма элемента стружки в предельном состоянии, касательная P_{01} и нормальная P_{02} составляющие усилия рыхления, напряжения смятия σ_{cm} , предельные напряжения разрыва σ_p и касательные напряжения τ в зонах отделения от массива

В нижней части прорези (площадь h_2S), оставляемой зубом (см. рис. 1), т. е. в зоне возникновения уплотненного ядра происходит смятие породы. Замеры уплотненных ядер, отлетающих от массива в составе элементов стружки, показали, что их поверхность со стороны массива близка к цилиндрической. Образующая OM цилиндрической поверхности (рис. 2, а) составляет с лобовой поверхностью зуба угол ψ . При $\alpha_p = 45^\circ$ угол $\psi = \varphi_2$. Сечение уплотненного ядра у основания высоты h_2 перпендикулярно OM , близко к полукругу с радиусом $r = S/2$.

Для определения сопротивления рыхлению целесообразно поверхность отделения разделить на четыре зоны.

Зона 1 — область уплотненного ядра высотой h_2 (см. рис. 1 и 2, а).

Горизонтальная составляющая сопротивления рыхлению P_{x1} определяется как сумма сопротивлений:

$$P_{x1} = P'_{x1} + 2T_2 + T_1, \quad (1)$$

где P'_{x1} — горизонтальная составляющая сопротивления рыхлению, действующая в зоне 1 на цилиндрическую часть поверхности уплотненного ядра; T_1, T_2 — силы трения, действующие соответ-

ственно по нижней горизонтальной поверхности (K_2M) и по боковым поверхностям ($K_2O'O_2$).

Для определения P'_{x1} на цилиндрической поверхности выделено полукольцо шириной Δl .

Сила, действующая перпендикулярно к элементарной площадке $rd\rho\Delta l$,

$$dP = \sigma_{cm}rd\rho\Delta l. \quad (2)$$

Спроецировав dP на горизонтальную плоскость, а затем на ось X , можно получить

$$dP'_{x1} = \sigma_{cm}rd\rho\Delta l \cos\alpha_2 \cos\rho. \quad (3)$$

Тогда

$$P'_{x1} = \sigma_{cm}rl \cos\alpha_2 \int_0^{\pi/2} \cos\rho d\rho. \quad (4)$$

Учитывая, что $\alpha_2 = (\alpha_p + \psi) - 90^\circ$, $l = \frac{h_2}{\cos\alpha_2}$,

$r = S/2$, то горизонтальная составляющая сопротивления рыхлению, действующая на цилиндрическую часть уплотненного ядра, будет равна

$$P'_{x1} = \sigma_{cm}Sh_2. \quad (5)$$

Сила трения, действующая по боковой поверхности ($K_2O'O_2$):

$$T_2 = \sigma_{cm}F_2\mu_2, \quad (6)$$

где $F_2 = \frac{h_2^2}{2\text{tg}\alpha_p} + \frac{h_2^2}{2\text{ctg}\alpha_p}$ или $F_2 = \frac{1}{2}h_2^2 \frac{\sin(2\alpha_p + \psi)}{\sin\alpha_p \sin(\alpha_p + \psi)}$

площадь треугольника $K_2O'O_2$; $\mu_2 = \text{tg}\varphi_2$ — коэффициент трения породы о породу.

Окончательно

$$T_2 = \frac{\sigma_{\text{см}} h_2^2 \text{tg}\varphi_2 \sin(2\alpha_p + \psi)}{2\sin\alpha_p \sin(\alpha_p + \psi)}. \quad (7)$$

Сила трения по нижней горизонтальной поверхности (K_2M):

$$T_1 = \sigma_{\text{см}} F_1 \mu_2, \quad (8)$$

где $F_1 = \frac{\pi S^2}{8}$ — площадь нижнего основания уплотненного ядра.

Окончательно

$$T_1 = \frac{\sigma_{\text{см}} \pi S^2 \text{tg}\varphi_2}{8}. \quad (9)$$

Вертикальная составляющая сопротивления рыхлению P_{y1} :

$$P_{y1} = P'_{y1} + \sigma_{\text{см}} F_1, \quad (10)$$

где P'_{y1} — часть вертикальной составляющей сопротивления, действующая на цилиндрическую поверхность зоны I .

Составляющая

$$P'_{y1} = P'_{x1} \text{tg}\alpha_2 \quad (11)$$

или

$$P'_{y1} = \sigma_{\text{см}} S h_2 \text{tg}(\alpha_p + \psi - 90^\circ). \quad (12)$$

Зона 2 — поверхность отделения элемента стружки, представляющая собой усеченный прямой полуконус высотой $h/2 - h_2$ (см. рис. 1 и 2, б).

Горизонтальную P_{x2} и вертикальную P_{y2} составляющие сопротивления рыхлению можно определить путем интегрирования напряжений σ_p и τ по поверхностям отделения.

При этом

$$dP_{x2} = (\tau - \sigma_p \text{tg}\theta) R dR \cos\rho d\rho; \quad (13)$$

$$dP_{y2} = -(\tau \text{tg}\theta - \sigma_p) R dR \cos\rho d\rho, \quad (14)$$

где ρ — угол между осью x и элементарной площадкой dF ; R —

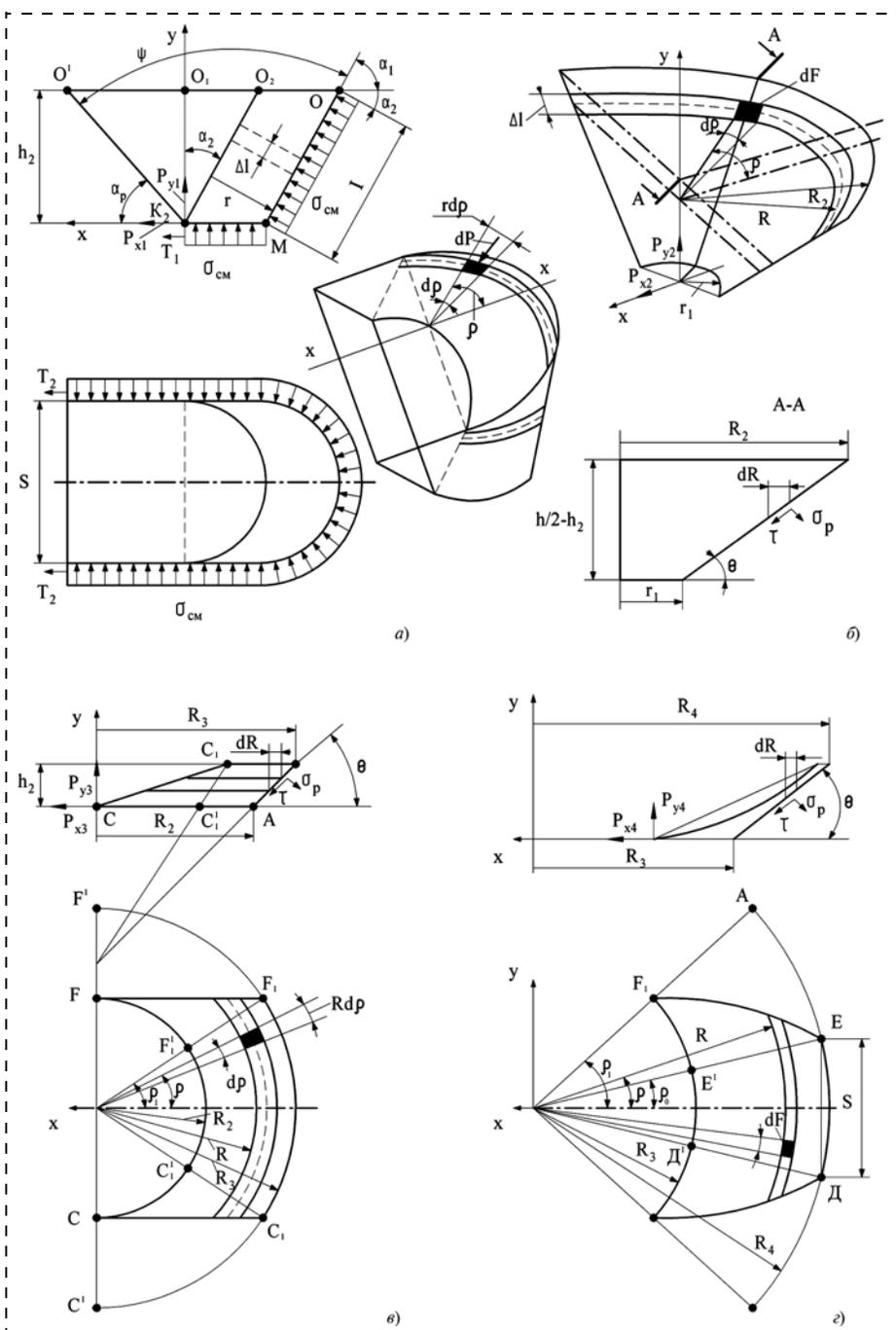


Рис. 2. Расчетная схема для определения сопротивлений рыхлению в зонах 1 (а), 2 (б), 3 (в) и 4 (г)

радиус средней окружности по элементарной площади сечения полуконуса параллельной оси x .

После интегрирования этих уравнений по dr и dR в пределах $\rho = 0 \dots \pi/2$; $R = r_1 \dots R$ и с учетом того,

что $r_1 = \frac{S}{2}$, а $R_2 = \frac{S}{2} + \frac{h - 2h_2}{2 \operatorname{tg} \theta}$, горизонтальная P_{x2}

и вертикальная P_{y2} составляющие сопротивления рыхлению:

$$P_{x2} = (\tau - \sigma_p \operatorname{tg} \theta) \Phi; P_{y2} = -(\tau \operatorname{tg} \theta + \sigma_p) \Phi. \quad (15)$$

В этих зависимостях

$$\Phi = \left[\frac{h - 2h_2}{2 \operatorname{tg}^2 \theta} (S \operatorname{tg} \theta + \frac{h}{2} - h_2) \right]. \quad (16)$$

Зона 3 — поверхность отделения элемента стружки, представляющая собой усеченный полуконус высотой h_2 (см. рис. 1 и 2, ϵ), ограниченный двумя вертикальными плоскостями (FF_1 и CC_1).

Горизонтальную P_{x3} и вертикальную P_{y3} составляющие сопротивления рыхлению можно определить путем интегрирования напряжений σ_p и τ отдельно по поверхностям $F_1 F_1' C_1' C_1$, $FF_1 F_1'$ и $CC_1 C_1'$.

Для упрощения расчетов было установлено, площади конической поверхности $FF_1 F_1'$ и $CC_1 C_1'$ ориентировочно в 3 раза меньше площадей $FF_1' F_1 F'$ и $CC_1' C_1 C'$. Это допущение не может вызвать значительного изменения сопротивлений рыхлению P_{x3} и P_{y3} , так как площади $FF_1 F_1'$ и $CC_1 C_1'$ весьма малы по сравнению с общей площадью отделения элемента стружки.

Тогда

$$P_{x3} = (\tau - \sigma_p \operatorname{tg} \theta) \times \left[2 \int_{R_2}^{R_3} \int_{\rho_1}^{\rho_2} R \cos \rho dR d\rho - \frac{2}{3} \int_{R_2}^{R_3} \int_{\rho_1}^{\rho_2} R \cos \rho dR d\rho \right]. \quad (17)$$

Учитывая, что $R_3 = \frac{S}{2} + \frac{h}{2 \operatorname{tg} \theta}$, а $\rho_1 = \arcsin \frac{R_2}{R_3}$,

горизонтальная P_{x3} и вертикальная P_{y3} составляющие сопротивления рыхлению приобретают вид

$$P_{x3} = (\tau - \sigma_p \operatorname{tg} \theta) \Phi_1; \quad (18)$$

$$P_{y3} = -(\tau \operatorname{tg} \theta + \sigma_p) \Phi_1. \quad (19)$$

Здесь

$$\Phi_1 = \frac{h_2}{\operatorname{tg} \theta} \left(S + \frac{h}{\operatorname{tg} \theta} - \frac{h_2}{\operatorname{tg} \theta} \right) \left(1 + \frac{2h_2}{3S \operatorname{tg} \theta + 3h} \right). \quad (20)$$

Зона 4 — коническая поверхность ограничена двумя боковыми плоскостями $FF_1 EE_1$ и $CC_1 DD_1$ (см. рис. 1 и 2, ϵ).

В целях упрощения вычислений было проведено планиметрирование разверток поверхностей элемента стружки в зоне 4 на специально изготовленных для этого картонных моделях элементов стружки. Планиметрирование показало, что при всех возможных θ , h , S , изменяющихся соответственно в пределах $15^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$, $2 \leq h \leq 54$ см, $2 \leq S \leq 12$ см, часть площади зоны 4, а именно площадь $F_1 EE_1'$ в 3,5 раза меньше площади $A EE' F_1$.

С учетом этого обстоятельства

$$P_{x4} = (\tau - \sigma_p \operatorname{tg} \theta) \times \left[\frac{2}{2,5} \int_{R_3}^{R_4} \int_{\rho_0}^{\rho_1} R \cos \rho dR d\rho + 2 \int_{R_3}^{R_4} \int_{\rho_0}^{\rho_1} R \cos \rho d\rho dR \right]. \quad (21)$$

После интегрирования и подстановки значений ρ_0 , ρ_1 , R_3 и R_4 , где $R_4 = \frac{S \operatorname{tg} \theta + 2h - 2h_2}{2 \operatorname{tg} \theta}$, горизонтальная P_{x4} и вертикальная P_{y4} составляющие сопротивления рыхлению приобретают вид

$$P_{x4} = \frac{\tau - \sigma_p \operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg}^2 \theta} \Phi_2; \quad (22)$$

$$P_{y4} = -\frac{\tau \operatorname{tg} \theta + \sigma_p}{\operatorname{tg}^2 \theta} \Phi_2. \quad (23)$$

Здесь

$$\Phi_2 = \left[\frac{(S \operatorname{tg} \theta + 2h - 2h_2)^2 - (S \operatorname{tg} \theta + h)^2}{4} \right] \times \left[\frac{S \operatorname{tg} \theta + 2h - 2h_2^2}{3,5(S \operatorname{tg} \theta + h)} + \frac{2,5 S \operatorname{tg} \theta}{3,5(S \operatorname{tg} \theta + 2h - 2h_2)} \right].$$

Составляющие сопротивления рыхлению, просуммированные по четырём зонам:

$$P'_{01} = -P_{01} = P_{x1} + P_{x2} + P_{x3} + P_{x4}; \quad (24)$$

$$P'_{02} = -P_{02} = P_{y1} + P_{y2} + P_{y3} + P_{y4}. \quad (25)$$

После подстановки слагаемых зависимости для определения сопротивлений рыхлению примет вид

$$P'_{01} = \sigma_{\text{см}} \left[Sh_2 + \frac{h_2^2 \text{tg} \varphi_2 \sin(2\alpha_p + \psi)}{\sin \alpha_p \sin(\alpha_p + \psi)} + \frac{\pi S^2 \text{tg} \varphi_2}{8} \right] + \frac{\tau - \sigma_p \text{tg} \theta}{\text{tg}^2 \theta} \left\{ \left(\frac{h}{2} - h_2 \right) \left(\text{Stg} \theta + \frac{h}{2} - h_2 \right) + h_2 (\text{Stg} \theta + h - h_2) \left[1 + \frac{2h_2}{3(\text{Stg} \theta + h)} \right] + \Phi_2 \right\}; \quad (26)$$

$$P'_{02} = \sigma_{\text{см}} S \left[\frac{8h_2 \text{ctg}(\alpha_p + \psi) + \pi S}{8} \right] - \frac{\tau \text{tg} \theta + \sigma_p}{\text{tg}^2 \theta} \left\{ \left(\frac{h}{2} - h_2 \right) \left(\text{Stg} \theta + \frac{h}{2} - h_2 \right) + h_2 (\text{Stg} \theta + h - h_2) \left[1 + \frac{2h_2}{3(\text{Stg} \theta + h)} \right] + \Phi_2 \right\}. \quad (27)$$

Напряжение смятия $\sigma_{\text{см}}$ как интегральную характеристику внедрения штампа в породу с учетом сил трения [2] можно определить по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = 21\sigma_p. \quad (28)$$

Значения характеристик породы σ_p , C_0 , φ_2 приведены в [2, 3].

Угол $\theta = 90^\circ - \gamma$, где γ — угол развала породы в прорези.

Значения углов развала γ и высоты прорези h_2 получены экспериментально [4, 5].

Выводы

1. Результаты расчетов P'_{01} и P'_{02} по полученным зависимостям показали хорошую сходимость с экспериментальными данными. Ошибка расчетов не превышает 10...11 %, что допустимо при расчетах выемочных машин.

2. Уравнения, полученные для сотового способа, легко преобразовать для заблокированного способа рыхления, исключив составляющие сопротивления в зонах 3 и 4.

3. Разработанная математическая модель позволяет обоснованно определять усилия на рабочих органах во всем диапазоне параметров выемочных машин при работе на мерзлых породах, а следовательно, потребную мощность и производительность.

Список литературы

1. Зеленин А. Н. Основы разрушения грунтов механическими способами. М.: Машиностроение, 1968. 376 с.
2. Ровинский М. И., Телушкин В. Д., Шлойдо Г. А., Захарчук Б. З. Определение основных параметров и области эффективного применения рыхлителей / Тр. ВНИИстройдормаш. Исследование машин для разработки мерзлых грунтов. М.: Машиностроение, 1970.
3. Шлойдо Г. А. К вопросу об определении сопротивления резанию мерзлых грунтов навесными рыхлителями // Тр. ВНИИстройдормаш / Исследование машин для разработки мерзлых грунтов. М.: Машиностроение, 1967.
4. Декин В. И., Шемякин С. А. // Исследование процесса резания мерзлого грунта на экспериментальном стенде. Оптимальное использование машин в строительстве / Межвуз. сб. науч. тр. Хабаровск, 1972.
5. Шемякин С. А., Иванченко С. Н., Мамаев Ю. А. Ведение открытых горных работ на основе совершенствования выемки пород. М.: Горная книга, 2006. 315 с.

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

Дизайнер Т.Н. Погорелова. Технический редактор Е.В. Конова. Корректор Т.В. Пчелкина.

Сдано в набор 17.02.2014. Подписано в печать 25.03.2014. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ ГО414. 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 "Авансед солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.