



ИЗВЕСТИЯ

Уральской государственной горно-геологической академии

16 • 2003

Екатеринбург

Министерство образования Российской Федерации
Уральская государственная горно-геологическая академия

ИЗВЕСТИЯ
Уральской государственной
горно-геологической академии

Научно-технический журнал

Вып. I вышел в 1918 г.

СЕРИЯ:
ГОРНАЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

Вып. 16. 2003

Екатеринбург

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ
ИЗВЕСТИЙ УРАЛЬСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННОЙ
ГОРНО-ГЕОЛОГИЧЕСКОЙ АКАДЕМИИ

Проф. Н. П. Косарев (главный редактор)

Проф. О. Н. Грязнов (зам. главного редактора),
проф. В. П. Алексеев, проф. Г. А. Боярских, проф. А. В. Давыдов,
проф. Ю. И. Лель, проф. М. Б. Носырев, проф. А. Г. Талалай, проф. С. А. Тимухин,
Л. В. Устяницева (ответственный секретарь), проф. В. С. Хохряков

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ СЕРИИ: ГОРНАЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

Проф. С. А. Тимухин (ответственный редактор)

Проф. Г. А. Боярских (зам. ответственного редактора), доц. Ю. М. Казаков, доц. А. П. Комиссаров,
доц. В. В. Матвеев (ответственный секретарь), доц. В. Н. Полузадов, проф. Н. Б. Ситников,
проф. Е. Ф. Цыпин, проф. А. В. Юдин

СОДЕРЖАНИЕ

НАДЕЖНОСТЬ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ: ГОРНАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИЯ, МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ И КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ

Предисловие.....	5
------------------	---

НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ

Симинин Д. И., Боярских Г. А., Хазин М. Л. Методология моделирования напряженно-деформированного состояния элементов опоры шарошечного долота.....	7
Симинин Д. И. Сравнительная оценка эффективности упрочнения элементов опоры шарошечных долот.....	15
Сигонин А. В. Анализ основных неисправностей шахтных вентиляторов главного проветривания с истекшим нормативным сроком эксплуатации.....	18
Баниых С. А. Синтез распределения показателей надежности верхнего строения пути карьерного железнодорожного транспорта.....	22
Дергунов Н. П., Габигер В. В., Зорин В. С. Об индизиуализированных моделях деградации в элементах горно-шахтного оборудования.....	24
Колмогоров В. Л., Дергунов Н. П. Развитие метода определения остаточного ресурса нефтепроводов.....	27
Голубев В. А. Надежность электрооборудования экскаваторов ЭКГ-8И.....	33
Дергунов Н. П. Новые аспекты теории надежности горных машин.....	35

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ

Косарев И. П., Молодцов В. В., Тимухин С. А., Белов С. В., Упоров С. А., Шлейвин В. В. Пути энергосбережения на водоотливных установках шахт ОАО «Севуралбокситруд».....	41
Минин Ю. Н. Энергетические потери в пневмосетях рудничных компрессорных установок.....	44
Ситников Н. Б., Боярских Г. А., Макаров И. Г. Влияние качества породоразрушающего инструмента на эффективность процесса бурения глубоких скважин.....	47
Лагунова Ю. А. Экспериментальное определение энергетической характеристики свойства дробимости.....	53
Кошелев Г. Я., Юдин А. В. Определение вместимости бункера передвижной установки при разделении известняка в карьере.....	57
Голубев В. А., Башмаков С. Н., Комаров А. А., Тарсова Н. И. Новое электрооборудование для электроснабжения открытых горных работ.....	62
Стариков В. С., Юнусов Х. Б. Безопасность эксплуатации электроприводов по системе ТП-Д в условиях многочертковых драг.....	67
Витязев О. В., Лапиков А. С. Автоматика и телемеханика внутрикарьерных железнодорожных станций.....	71
Скобцев С. И., Костромина И. В. Схемотехника корректирующих устройств управления механизмами с упругими связями.....	77

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕХНОЛОГИЙ ОБОГАЩЕНИЯ

Цыпин Е. Ф., Поташов В. Я. Технология комбинированного предварительного обогащения асбестовых руд.....	81
Шалогина В. А., Анохина С. В., Ионов К. А. Анализ работы асбестообогатительной фабрики на основе использования модели процесса обогащения.....	86
Цыпин Е. Ф., Овчинникова Т. Ю. Изучение закономерностей раскрытия магнетитовой руды Гусевогорского месторождения в продуктах схемы обогащения.....	91
Овчинникова Т. Ю. Построение принципиальных схем обогащения на основе анализа закономерностей раскрытия минералов.....	98
Зимин А. И., Минухин Л. А., Коблов В. М., Козловская И. П., Суслова Г. А., Вольхина Н. В. Пневмогидроклассификация песчаных смесей.....	112

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГОРНОЙ ТЕХНОЛОГИИ И ТЕХНИКИ

Ситников Н. Б., Трапезников В. Т. Оптимизация процесса бурения геологоразведочных скважин затупляющимся породоразрушающим инструментом	117
Ситников Н. Б., Лепецкий И. А. Оптимизация шарошечного бурения взрывных скважин.....	128
Анкудинов Д. Т., Золкин А. П. Частный случай дифференциальных уравнений движения роторно-поршневого двигателя.....	133
Шантарин С. С., Тимухин С. А., Иванов В. А. Теоретические предпосылки создания шахтных осе-радиальных вентиляторов нового поколения.....	137
Макаров И. Г. Автоматизация процесса бурения с целью его оптимизации.....	140
Тимухин С. А., Иванов В. А., Шантарин С. С. Основы динамики осе-радиальных воздушных машин.....	145

Предисловие

Количество и качество научных публикаций всегда является одним из основных показателей продуктивности работы научно-педагогического коллектива. С этой точки зрения выход в свет предыдущего выпуска нашего журнала (№ 12, 2001 г.) как первого тематического позволил в полной мере выявить потенциал авторов статей и перспективность выбранных ими научных направлений.

В публикациях предыдущего выпуска журнала принимали участие 12 аспирантов и соискателей факультета (в публикациях настоящего – 15), что, конечно, является важным фактом в процессе подготовки научных кадров через аспирантуру академии.

Тематикой настоящего выпуска журнала является актуальная для современного горно-обогатительного производства проблема надежности и эффективности техники и технологий, рассматриваемая для всех стадий их жизненного цикла.

В первую очередь здесь следует выделить статьи авторов научной школы (в области мониторинга надежности горных машин) профессора Боярских Г. А., посвященные проблеме надежности и эффективности породоразрушающего инструмента, статьи профессора Ситникова Н. Б. с группой соавторов по проблеме оптимизации бурения геологоразведочных и взрывных скважин, статьи профессора Цыпина Е. Ф. с соавторами по совершенствованию технологий обогащения, статьи группы сотрудников кафедры горной механики по проблеме создания воздуходувных машин нового поколения и др.

С 1993 г., когда было возобновлено издание научных трудов «Известия Уральского горного института» (первый и единственный номер журнала под редакцией проф. П. П. Веймарна вышел в свет во Владивостоке в 1918 г.), подготовлено к печати и опубликовано 15 выпусков журналов, в том числе серии «Горная электромеханика» - 5, в которых, продолжая лучшие традиции уральской школы горных электромехаников, рассмотрены современные проблемы горных машин и комплексов, горной механики, электрификации и автоматизации горнотехнологических процессов, обогащения полезных ископаемых.

Руководством академии принято решение о повышении статуса журнала и включении его в перечень ВАК.

Редакционная коллегия серии надеется, что журнал будет полезен специалистам не только Уральского региона, но и всей Российской Федерации.

Структурная схема причинно-следственной связи разрушения элементов опоры в результате превышения предела прочности материала контактными напряжениями представлена на рис. 1.

Работоспособность узлов трения существенно зависит от свойств контактирующих поверхностей [2]. Традиционный метод исследования опоры – определение контактного давления и получение достаточную картину объемного напряженно-деформированного состояния. Применение поляризационно-оптического метода исследования напряжений с применением технологии «замораживания» (фиксирования) напряженного-деформированного состояния модели опоры, предоставляет информацию для отдельных точек, позволяет при деформации различимо наружной поверхности получить общую картину распределения напряжений на поверхности и внутри объема материала, определить направления и величины напряжений для всех точек. Поляризационно-оптический метод достаточно широко применяется при исследовании напряженного состояния скважин [3, 4]. Однако этот метод дает скорее качественную оценку распределения напряжений. Основной недостаток метода – отсутствие учета физико-механических свойств материала и их распределения по сечению подшипника.

Практическое
исследование
внешнего
и внутреннего обогащения

81

- Следует отметить, что несмотря на то что алюминий является износостойким материалом, его применение в автомобильной руде Канады ограничено из-за высокой твердости и склонности к отрыву при ударе. В Канаде также широко применяется метод обогащения сырья, включающий в себя выделение цинка и никеля из отходов алюминиевого производства и последующую обработку оцинкованных листов в никелевом плавильном цехе. В Канаде и США известны способы обогащения алюминия путем извлечения его из отходов алюминиевого производства, включая использование цинка, никеля, меди и марганца в качестве основных компонентов. В Канаде и США также известны способы обогащения алюминия путем извлечения его из отходов алюминиевого производства, включая использование цинка, никеля, меди и марганца в качестве основных компонентов. В Канаде и США известны способы обогащения алюминия путем извлечения его из отходов алюминиевого производства, включая использование цинка, никеля, меди и марганца в качестве основных компонентов.
- Однако в Канаде и США известны способы обогащения алюминия путем извлечения его из отходов алюминиевого производства, включая использование цинка, никеля, меди и марганца в качестве основных компонентов. В Канаде и США известны способы обогащения алюминия путем извлечения его из отходов алюминиевого производства, включая использование цинка, никеля, меди и марганца в качестве основных компонентов. В Канаде и США известны способы обогащения алюминия путем извлечения его из отходов алюминиевого производства, включая использование цинка, никеля, меди и марганца в качестве основных компонентов.
- Макаров И. Е. Автоматизация процесса бурения с использованием магнитометрических измерений. Сборник научных трудов по теме «Автоматизация горнодобывающей промышленности». Вып. 1. М.: ГИИГР, 1982. С. 12-16.
- Борисов С. А. Руководство по автоматизации горнодобывающей промышленности. М.: ГИИГР, 1982. С. 12-16.
- Анализатор 1111 для измерения концентрации фосфора в воде. Технический описаний. Абакан: АО «Водохозяйственное управление Красноярского края», 1982. С. 12-16.
- Борисов С. А. Руководство по автоматизации горнодобывающей промышленности. М.: ГИИГР, 1982. С. 12-16.
- Анализатор 1111 для измерения концентрации фосфора в воде. Технический описаний. Абакан: АО «Водохозяйственное управление Красноярского края», 1982. С. 12-16.
- Борисов С. А. Руководство по автоматизации горнодобывающей промышленности. М.: ГИИГР, 1982. С. 12-16.
- Анализатор 1111 для измерения концентрации фосфора в воде. Технический описаний. Абакан: АО «Водохозяйственное управление Красноярского края», 1982. С. 12-16.
- Борисов С. А. Руководство по автоматизации горнодобывающей промышленности. М.: ГИИГР, 1982. С. 12-16.
- Анализатор 1111 для измерения концентрации фосфора в воде. Технический описаний. Абакан: АО «Водохозяйственное управление Красноярского края», 1982. С. 12-16.

допустим, что в какой-то фиксированной модели кривые изотропности теплопроводности и теплостоекости являются геометрическими функциями единого вектора. Тогда выражение (3) можно преобразовать в линейное уравнение теплопроводности [6].

модели волнистого вибратора с ячеистым изотропным основанием

НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ

здесь отсутствует вибратор, а моделью отображается методом Фурье-спектрального анализа. Помимо этого, вибратор может быть заменен на модель с ячеистым изотропным основанием, имеющим форму квадрата с диагональными связями между вершинами и центром. Каждый из четырех квадратов имеет свою собственную температуру, а общую температуру определяет среднее значение температур всех четырех квадратов.

Данное уравнение является первым уравнением теплопроводности (3) и граничным условием (2), а для тела вибратора с ячеистым изотропным основанием в цилиндрических координатах может быть записано следующим образом:

УДК 622.24.(039)

Д. И. Симисинов, Г. А. Боярских, М. Л. Хазин

МЕТОДОЛОГИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОРЫ ШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА

Статистическая оценка работы шарошечных долот на горнорудных предприятиях показывает, что до 80 % ресурс долота определяется отказом опоры. Преждевременный отказ опоры вызван протеканием различных процессов изнашивания при воздействии ряда неблагоприятных факторов, связанных с условиями ее работы. Отказ часто сопровождается потерей кинематических связей и разрушением элементов подшипниковой опоры, что характерно для большинства горных машин [1].

Наличие посадочных зазоров в опоре даже нового долота приводит к перекосу осей цапфы и шарошки и неравномерному нагружению подшипников. С увеличением зазоров по мере износа уменьшается угол зоны нагружения и число работающих роликов, что вызывает увеличение контактных напряжений в элементах подшипника и, следовательно, снижение их долговечности при усталостном, контактном изнашивании.

Структурная схема причинно-следственной связи разрушения элементов опоры в результате превышения предела прочности материала контактными напряжениями представлена на рис. 1.

Работоспособность узлов трения существенно зависит от свойств контактирующих поверхностей [2]. Традиционные методы исследования, например тензометрирования, не позволяют получить достаточную картину объемного напряженно-деформированного состояния. Применение поляризационно-оптического метода исследования напряжений с применением технологии «замораживания» (фиксирования) напряженно-деформированного состояния модели опоры, представляющего информацию для отдельных точек, позволяет при действии различных нагрузок получить общую картину распределения напряжений на поверхности и внутри объема модели, определить направления и величины напряжений для всех точек. Поляризационно-оптический метод достаточно широко применяется при исследовании напряженного состояния опоры долота [3, 4]. Однако этот метод дает скорее качественную оценку распределения напряжений. Основной недостаток метода – отсутствие учета физико-механических свойств материала и их распределения по сечению подшипника.

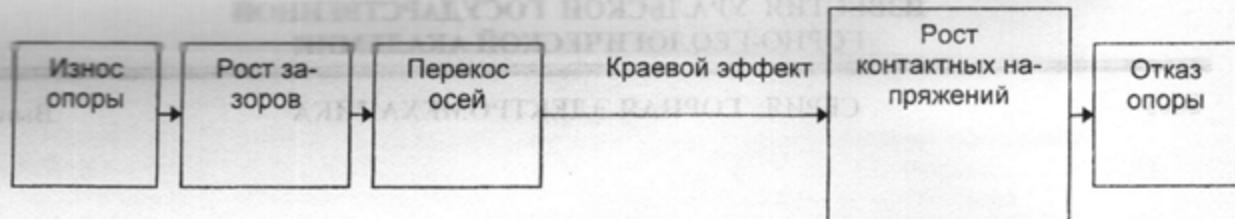


Рис. 1. Причинно-следственная связь разрушения элементов опоры

ПРИЧЕМ ПОНЯТО АДСОПРАВОД НА СИГНАЛЫ

Решим поставленную задачу методом математического моделирования. Для этого рассмотрим схему нагружения опоры (рис. 2). На цапфу действуют радиальные реакции F_{r1} , F_{r2} , F_{r3} и осевая составляющая в замковом подшипнике – F_{a2} . При перекосе осей цапфы и шарошки характер нагружения роликового подшипника меняется (рис. 3).

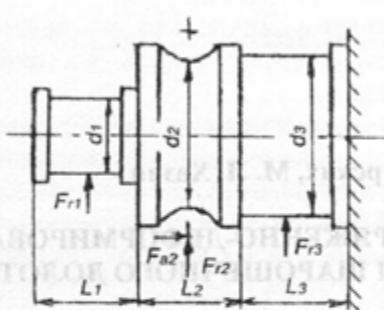


Рис. 2. Схема нагружения

цапфы

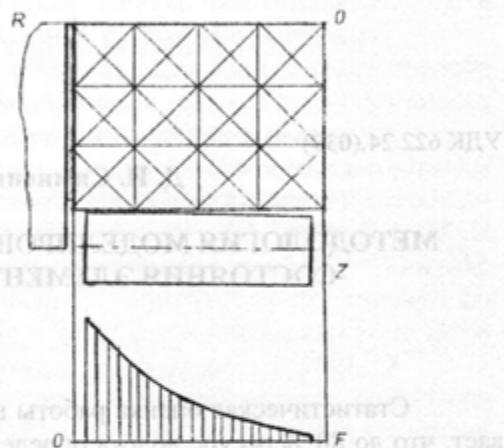


Рис. 3. Схематическое изображение большого роликоподшипника и характер его зоот

нагружения

При первоначально рассмотрим внешнее тепловое воздействие. В условиях конвективного теплообмена с окружающей средой определение температурных полей сводится к решению известного дифференциального уравнения [5]:

$$\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) = \frac{\lambda}{a} \cdot \frac{\partial T}{\partial n} \quad (1)$$

при следующих начальных и граничных условиях:

$$T = T_0(\vec{r}) \quad \text{при } t = t_0.$$

$$\lambda = \frac{\partial T}{\partial n} = \gamma(T - \theta) \quad \text{на поверхности } \Pi, \quad (2)$$

где T_0 - начальная температура тела в момент времени t_0 ; θ - температура окружающей среды; n - внешняя нормаль к поверхности тела Π ; \vec{r} - радиус-вектор точки тела.

Примем, что коэффициент теплоотдачи и температура окружающей среды могут быть функциями координат и времени, а коэффициенты теплопроводности и температуропроводности могут зависеть от текущей температуры. Тогда, если уравнение теплопроводности (1) и граничные условия (2) умножить на вариацию температуры δT , проинтегрировать первое уравнение по всему объему тела V , а второе - по поверхности Π и сложить их, то с учетом формулы Остроградского-Гаусса получим следующее соотношение:

Если соотношения (10), (11) записать для момента времени $t \neq 0$, то получим систему алгебраических уравнений N -го порядка, определяющих температуру в n точках

где $\vec{\nabla}T = \text{grad}T$.

Допустим, что в какой-то фиксированный момент времени коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи являются известными функциями радиус-вектора. Тогда выражение (3) можно преобразовать в вариационное уравнение теплопроводности [6]

$$\delta I = 0, \quad (4)$$

где

$$I = 0,5 \int_V \left[\lambda (\text{grad}T)^2 + 2 \int_{r_0}^r \frac{\lambda}{a} \frac{\partial T}{\partial r} dT \right] dV + 0,5 \int_n \gamma (T - 2\theta) T \cdot d\Gamma. \quad (4a)$$

Решение системы уравнений (12) дает распределение температуры в теле для момента времени t .

Данное уравнение эквивалентно уравнениям теплопроводности (1) и граничным условиям (2), и для тела вращения в условиях осесимметричного нагрева в цилиндрических координатах может быть преобразовано к виду

$$I = \pi \int_F \left\{ \lambda \left[\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)^2 \right] + 2 \int_{r_0}^r \frac{\lambda}{a} \frac{\partial T}{\partial r} dT \right\} r dr dz + \pi \int_S \gamma (T - 2\theta) T dS, \quad (5)$$

если интегрирование проводить по площади меридионального сечения F и его контуру S .

С учетом условий симметрии достаточно рассмотреть четверть меридионального сечения цилиндра, как и в случае статической модели. Область меридионального сечения разбивали N узловыми точками на M треугольных элементов (см. рис. 3), а вариационные уравнения решали методом конечных элементов [7].

Приняли, что в пределах каждого элемента температура изменяется линейно:

$$T = C_1 + C_2 z + C_3 r. \quad (6)$$

Для произвольного треугольного элемента с вершинами i, j, k коэффициенты $C_1 \dots C_3$ выражали через значения температуры и координат его вершин следующим образом [5, 6]

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{1}{2F_\Delta} \left[(r_k - r_j z_k) T_i + (r_i z_k - r_k z_i) T_j + (r_j r_i - r_i z_j) T_k \right] \\ C_2 &= \frac{1}{2F_\Delta} \left[(r_j - r_k) T_i + (r_k - r_i) T_j + (r_i - r_j) T_k \right] \\ C_3 &= \frac{1}{2F_\Delta} \left[(z_k - z_j) T_i + (z_i - z_k) T_j + (z_j - z_i) T_k \right] \end{aligned} \quad (7)$$

В теории малых упругопластических деформаций при расчете процесса нагружения связь между компонентами деформации определяется известными соотношениями [9]:

$$C_3 = \frac{1}{2F_\Delta} \left[(z_k - z_j) T_i + (z_i - z_k) T_j + (z_j - z_i) T_k \right]$$

где $2F_\Delta = z_i(r_j - r_k) + z_j(r_k - r_i) + z_k(r_i - r_j)$.

За основные неизвестные приняли значения температуры в вершинах треугольных элементов, а интегрирование по площади и контуру меридионального сечения заменили суммой интегралов по треугольным элементам и их сторонам. Тогда выражение для функционала (5) можно представить в следующем виде:

$$I = I_1 + I_2 = I(T_1, T_2, \dots, T_n), \quad (8)$$

где

$$\dot{I}_1 = \pi \sum_{m=1}^M \int_{F_{\Delta m}} \left\{ \lambda \left[\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)^2 \right] + 2 \int_{T_e}^r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} dT \right\} r dr dz;$$

$$\dot{I}_2 = \pi \sum_{m=1}^M \int_{S_{\Delta m}} \gamma (T - 20) Tr dS,$$

Неизвестные значения температуры в вершинах треугольных элементов, согласно (4), определяли из условия минимума функционала

$$\left(\frac{\partial \dot{I}}{\partial T_i} \right)_{\Delta m} = \sum_{m=1}^M \left(\frac{\partial \dot{I}}{\partial T_i} \right)_{\Delta m} = 0, \quad i = 1, 2, 3, \dots, N. \quad (9)$$

Рассмотрим произвольный треугольный элемент, имеющий вершины с номерами i, j, k . Подставляя выражение для температуры (6), с учетом соотношения для коэффициентов (7), в интеграл по площади треугольного элемента и дифференцируя, получим

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \dot{I}_1}{\partial T_i} \right)_{\Delta m} &= 2\pi \cdot \lambda \left[\left(\frac{\alpha_2}{\partial T_i} \frac{\alpha_2}{\partial T_j} + \frac{\alpha_3}{\partial T_i} \frac{\alpha_3}{\partial T_j} \right) T_j + \left(\frac{\alpha_2}{\partial T_i} \frac{\alpha_2}{\partial T_k} + \frac{\alpha_3}{\partial T_i} \frac{\alpha_3}{\partial T_k} \right) T_k + \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{\alpha_2}{\partial T_i} \frac{\alpha_2}{\partial T_k} + \frac{\alpha_3}{\partial T_i} \frac{\alpha_3}{\partial T_k} \right) T_j \right] \int_{F_{\Delta m}} r dr dz + \frac{\partial P_{\Delta m}}{\partial T_i}, \end{aligned} \quad (10)$$

$$P = \int_{F_{\Delta m}} \left(\int_{T_e}^r \lambda \frac{\partial T}{\partial t} dt \right) r dr dz.$$

Предположим, что сторона ij рассматриваемого треугольного элемента совпадает с границей тела. В точках i и j значения коэффициентов теплоотдачи α_i и α_j , а также температуры среды Q_i и Q_j считали известными. Изменения параметров между узлами аппроксимировали линейной функцией. Тогда производная от контурного интеграла по температуре i -го узла примет вид [5]

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \dot{I}_2}{\partial T_i} \right)_{\Delta m} &= \frac{\pi l_{ij}}{5} \text{sign} F_{\Delta m} \{ (T_i - \theta_i) [\alpha_i (2r_i + r_j/2) + \alpha_j (r_i/2 + r_j/3)] + \\ &\quad + (T_j - \theta_j) [\alpha_i (r_i/2 + r_j/3) + \alpha_j (r_i/3 + r_j/2)] \}, \end{aligned} \quad (11)$$

где l_{ij} - длина стороны ij треугольного элемента.

Если с границей тела совпадают две стороны ij и ik треугольного элемента, то производная от контурного интеграла по температуре принимает вид

$$\begin{aligned} \left(\frac{d \dot{I}_2}{\partial T_i} \right)_{\Delta m} &= \frac{\pi}{5} \text{sign} F_{\Delta m} \{ (T_i - \theta_i) [\alpha_i (l_{ij}(2r_i + r_j/2) + l_{ik}(2r_i + r_k/2)) + \\ &\quad + \alpha_i \cdot l_{ij} (r_i/2 + r_j/3) + \alpha_k \cdot l_{ik} (r_i/2 + r_k/3)] + (T_j - \theta_j) l_{ij} [\alpha_i (r_i/2 + r_j/3) + \\ &\quad + \alpha_j (r_i/3 + r_j/2)] + (T_k - \theta_k) l_{ik} [\alpha_i (r_i/2 + r_k/3) + \alpha_k (r_i/3 + r_k/2)] \}. \end{aligned} \quad (11a)$$

В случае, если ни одна из сторон элемента не лежит на границе меридионального сечения, то

условие (2) упрощается до варианта температура T и теплоотдача α в объеме тела F , а значит - на поверхности 11 (внешней). Применив метод Гаусса, получим следующее соотношение:

Если соотношения (10) и (11) записать для момента времени $t + \Delta t$, то получим систему алгебраических уравнений N -го порядка относительно неизвестных значений температуры в узловых точках:

$$(12) \quad \sum_{m=1}^M \left[\left[D_{ij}^{(m)} + \frac{1}{\Delta t} H_i^{(m)} + A_{ij}^{(m)}(t + \Delta t) + A_{ik}^{(m)}(t + \Delta t) \right] T_i^{(m)}(t + \Delta t) + \left[D_{ij}^{(m)} + B_{ij}^{(m)}(t + \Delta t) \right] T_j^{(m)}(t + \Delta t) + \left[D_{ik}^{(m)} + B_{ik}^{(m)}(t + \Delta t) \right] T_k^{(m)}(t + \Delta t) \right] = \\ = \sum_{m=1}^M \left\{ \frac{1}{\Delta t} H_i^{(m)} T_i(t) + [A_{ij}^{(m)}(t + \Delta t) + A_{ik}^{(m)}(t + \Delta t)] \theta_j(t + \Delta t) + B_{ij}^{(m)}(t + \Delta t) \theta_k(t + \Delta t) \right\}; \quad i = 1, 2, 3, \dots, n.$$

Решение системы уравнений (12) показывает распределение температуры в теле для момента времени $t + \Delta t$ (при известном ее распределении в момент времени t). Процесс вычисления температурного поля будет устойчивым при соблюдении условия [5, 6]

$$(13) \quad \Delta t \leq \min \left\{ \frac{\sum_{m=1}^M H_i^{(m)}}{\sum_{m=1}^M [D_{ii}^{(m)} + A_{ij}^{(m)}(t) + A_{ik}^{(m)}(t)]} \right\}; \quad i = 1, 2, \dots, N.$$

После того, как распределение температуры в системе стало известно, перейдем к рассмотрению распределения полей напряжений и деформаций. Принимаем следующие допущения:

- температуры на границе контакта элементов опоры одинаковы;
- при работе опоры имеет место осесимметричный нагрев цапфы;
- упругие свойства композитного материала основы вычисляли методами осреднения [8], т. е. микронеоднородный материал при расчетах заменяли однородным с усредненными характеристиками.

Находящаяся в естественном ненапряженном состоянии цапфа подвергается действию неравномерного вдоль радиуса и по длине осесимметричного температурного поля. Определение напряженно-деформационного состояния элементов опоры проводили при фиксированных моментах времени и соответствующих значениях температуры. При этом напряженное и деформационное состояние в каждой точке системы характеризовали компонентами тензоров напряжений σ_{zz} , σ_{rr} , σ_{rr} , σ_{rz} , деформаций ε_{zz} , ε_{rr} , ε_{rz} и перемещениями u и w .

В теории малых упруго-пластических деформаций при активных процессах нагружения связь между компонентами напряжений и деформаций определяется известными соотношениями [9]

$$\sigma_{zz} - \sigma_o = 1/\psi (\varepsilon_{zz} - \varepsilon_o), \quad (z, r, t); \quad \sigma_{rz} = 1/\psi \varepsilon_{rz}; \quad \sigma_o = H(\varepsilon_o - \varepsilon_m). \quad (14)$$

Символ (z, r, t) означает, что остальные соотношения получаются путем перестановки этих обозначений. Здесь σ_o , ε_o , ε_m - среднее нормальное напряжение, средняя деформация и чисто тепловая деформация соответственно

$$C_1 = C_z + C_r^2 + C_{rz}, \quad C_2 = C_r; \\ C_3 = 0.5(C_z + C_r), \quad C_4 = C_{rz}.$$

$$\sigma_0 = \frac{1}{3}(\sigma_{zz} + \sigma_{rr} + \sigma_{uu}),$$

$$\varepsilon = \frac{1}{3}(\varepsilon_{zz} + \varepsilon_{rr} + \varepsilon_{uu}),$$

$$\varepsilon_T = \alpha_T(T - T_0),$$
(15)

где H - модуль объемной упругости; $\gamma_m = \gamma_m(T)$ - коэффициент линейного термического расширения, T_0 - температура элемента тела в ненапряженном состоянии; ψ - функция пластичности, определяемая соотношением [9]

$$\psi = \frac{\Gamma}{S},$$
(16)

где S и Γ - интенсивности напряжений и деформаций соответственно, которые выражаются через напряжения и деформации следующим образом [9]:

$$S = \left\{ \frac{1}{6} [(\sigma_{zz} - \sigma_{rr})^2 + (\sigma_{rr} - \sigma_{uu})^2 + (\sigma_{uu} - \sigma_{zz})^2] + \sigma_{zz}^2 \right\}^{1/2};$$

$$\Gamma = \left\{ \frac{1}{6} [(\varepsilon_{zz} - \varepsilon_{rr})^2 + (\varepsilon_{rr} - \varepsilon_{uu})^2 + (\varepsilon_{uu} - \varepsilon_{zz})^2] + \varepsilon_{zz}^2 \right\}^{1/2}.$$
(17)

При этом полагаем, что скалярные свойства напряжений определяются выражением

$$S = f(\Gamma, T, t),$$
(18)

которое не зависит от вида напряженного состояния и определяется экспериментально по кривым растяжения образцов при постоянной температуре. Зависимость интенсивности напряжений от времени определяется величинами температуры и внешней нагрузки, а также продолжительностью работы опоры в данных условиях эксплуатации. При простом растяжении

$$S = \frac{\sigma}{3}; \quad \Gamma = \frac{1+\mu}{\sqrt{3}}\varepsilon,$$
(19)

где

$$\mu^* = 0,5 - \frac{1-2\mu}{4G(1+\mu)}\frac{\sigma}{\varepsilon}.$$

Для решения поставленной задачи воспользуемся вариационным уравнением Лагранжа [5, 6], которое для рассматриваемого случая нагружения принимает вид

$$\delta \mathcal{E} = \delta \left\{ \int_V \left[\frac{3}{2} H \varepsilon_0^2 + 2 \int_0^1 \Gamma \psi d\Gamma - 3 H \varepsilon_0 \varepsilon_m \right] dV \right\} = 0$$
(20)

где I_1 - длина стержня.

Данное уравнение выражает принцип минимума потенциальной энергии \mathcal{E} тела, что эквивалентно уравнениям равновесия и статическим граничным условиям. Функция пластичности ψ нелинейно зависит от интенсивности деформаций, поэтому вариационное уравнение (20) нелинейное. Для его линеаризации воспользуемся методом переменных параметров упругости. Тогда линеаризованное выражение для потенциальной энергии \mathcal{E} тела в n приближении запишем в виде

$$\mathcal{E}^{(n)} = \frac{1}{2} \int_V \left[A_1^{(n-1)} \left(\varepsilon_{zz}^{(n)} + \varepsilon_{rr}^{(n)} + \varepsilon_{uu}^{(n)} \right) + A_2^{(n-1)} \varepsilon_{zz}^{(n)} + A_3^{(n-1)} \left(\varepsilon_{zz}^{(n)} \varepsilon_{rr}^{(n)} + \varepsilon_{rr}^{(n)} \varepsilon_{uu}^{(n)} + \varepsilon_{uu}^{(n)} \varepsilon_{zz}^{(n)} \right) + B \left(\varepsilon_{zz}^{(n)} + \varepsilon_{rr}^{(n)} + \varepsilon_{uu}^{(n)} \right) \right] dV - \int_V (p_{nz} w^{(n)} + p_{nr} u^{(n)}) dn - \int_V (H_z w^{(n)} + H_r u^{(n)}) dV - \mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2,$$
(21)

где

$$A_1^{(n-1)} = \frac{H\Psi^{n-1} + 2}{3\Psi^{(n-1)}}, \quad A_3^{(n-1)} = \frac{2(H\Psi^{n-1} - 1)}{3\Psi^{(n-1)}},$$

$$A_2^{(n-1)} = 2/\Psi^{(n-1)}, \quad B = -2H\varepsilon_T.$$

Минимум выражения (21) находим методом конечных элементов [7], для чего, как и в случае решения задачи теплопроводности, разбиваем область сечения узловыми окружностями на M кольцевых элементов треугольного поперечного сечения. При этом разбиение системы на элементы осуществляли таким образом, чтобы каждый элемент состоял из одного материала.

Предположим также, что в пределах каждого компонента тела компоненты вектора перемещения изменяются линейно:

$$\begin{aligned} w &= C_4 + C_5z + C_6r; \\ u &= C_7 + C_8z - C_9r. \end{aligned} \quad (22)$$

За основные неизвестные примем значения перемещений и координат вершин треугольных элементов. Из решения уравнений определяем коэффициенты C :

Знак F_Δ зависит от направления обхода треугольного элемента, при обходе против часовой стрелки эта величина всегда положительна и равна площади элемента.

$$\begin{aligned} C_4 &= \frac{1}{2F_\Delta} \left[(r_k z_j - r_j z_k)w_i + (r_j z_k - z_i r_k)w_j + (r_i z_j - r_j z_i)w_k \right] \\ C_5 &= \frac{1}{2F_\Delta} \left[(r_j - r_k)w_i + (r_k - r_i)w_j + (r_i - r_j)w_k \right] \\ C_6 &= \frac{1}{2F_\Delta} \left[(z_k - z_j)w_i + (z_i - z_k)w_j + (z_j - z_i)w_k \right] \\ C_7 &= \frac{1}{2F_\Delta} \left[(r_k z_j - z_k r_j)u_i + (r_j z_k - z_i r_k)u_j + (r_i z_j - z_j r_i)u_k \right] \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} C_8 &= \frac{1}{2F_\Delta} \left[(r_j - r_k)u_i + (r_k - r_i)u_j + (r_i - r_j)u_k \right] \\ C_9 &= \frac{1}{2F_\Delta} \left[(z_k - z_j)u_i + (z_i - z_k)u_j + (z_j - z_i)u_k \right] \end{aligned}$$

где

$$F_\Delta = \frac{1}{2} \left[z_i(r_j - r_k) + z_j(r_k - r_i) + z_k(r_i - r_j) \right].$$

Из условия минимума (20) получаем систему 2N алгебраических уравнений для каждого значения перемещений в узловых точках:

$$\frac{\partial \mathcal{E}}{\partial w_i} = \sum_{m=1}^M \frac{\partial \mathcal{E}_m}{\partial w_i} = 0; \quad \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial u_i} = \sum_{m=1}^M \frac{\partial \mathcal{E}_m}{\partial u_i} = 0, \quad (24)$$

$$\frac{\partial \mathcal{E}}{\partial v_i} = \sum_{m=1}^M \frac{\partial \mathcal{E}_m}{\partial v_i} = 0,$$

где $i = 1, 2, \dots, N$.

В результате решения системы уравнений определяем компоненты узловых перемещений, постоянные $C_4 \dots C_9$, и, следовательно, компоненты тензоров деформаций [8]

$$\varepsilon_{uu} = \frac{C_7}{r} + C_8 \frac{z}{r} + C_9; \quad \varepsilon_{zz} = C_5; \quad (25)$$

$$\varepsilon_{rz} = 0,5(C_6 + C_8); \quad \varepsilon_{rr} = C_9$$

и напряжений

$$\sigma_{zz} = \frac{2+H\psi}{3\psi} \left[\varepsilon_{zz} - \frac{1-H\psi}{2+H\psi} (\varepsilon_{rr} + \varepsilon_{tt}) \right] - H\varepsilon_T; \quad (25)$$

$$\sigma_{rr} = \frac{2+H\psi}{3\psi} \left[\varepsilon_{rr} - \frac{1-H\psi}{2+H\psi} (\varepsilon_{zz} + \varepsilon_{tt}) \right] - H\varepsilon_T; \quad (26)$$

$$\sigma_{tt} = \frac{2+H\psi}{3\psi} \left[\varepsilon_{tt} - \frac{1-H\psi}{2+H\psi} (\varepsilon_{rr} + \varepsilon_{zz}) \right] - H\varepsilon_T;$$

$$\sigma_{zr} = \frac{1}{\psi} \varepsilon_{zr}.$$

Функцию пластичности ψ вычисляли по известному деформированному состоянию (25) в теле и диаграмме напряжений $\sigma \sim \varepsilon$ для соответствующей температуры. В качестве критерия сходимости процесса последовательных приближений выбрали условие [7]: процесс последовательных приближений прекращался, если в двух последующих приближениях относительное изменение интенсивности деформации (13) не превышало во всех точках принятого разбиения заданного числа.

Изложенная методика позволяет определить полную картину напряженно-деформированного состояния и распределения температурных полей в элементах опоры. Методика состоит из следующих элементов:

- пространственного положения элементов подшипниковой опоры, задаваемого величиной зазоров в подшипниках, соответствующих закономерностям изнашивания долота;
- зависимости распределения физико-механических свойств материала в поверхностном слое и объеме, формируемой технологическим воздействием при изготовлении;
- зависимости напряженно-деформированного состояния опоры, определяемого режимом работы долота.

Полученная информация позволит:

- принять конструктивные решения по минимизации влияния контактных напряжений;
- сформулировать технологические требования к свойствам поверхностного слоя трибо-сопряжений опоры и технологические методы их формирования;
- определить предельное состояние долота по критерию максимальной величины контактных напряжений в подшипниках опор.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Боярских Г. А., Куклин Л. Г. Теория старения машин. Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 1998. 191 с.
2. Гаркунов Д. Н. Триботехника. М.: Машиностроение, 1988. 424 с.
3. Пяльченков В. А. Повышение работоспособности шарошечных долот путем рационального распределения нагрузок по элементам вооружения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МИНХиГП, 1983.
4. Торгашов А. В., Пугач В. В., Морозкин В. А. Исследование объемного напряженного состояния долота с целью снижения металлоемкости и оптимизации использования проката черных металлов: Отчет ВНИИнефтемаш. НИР 0251-88-127. М., 1989.
5. Лыков А. В. Теплообмен: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергия, 1978. 479 с.
6. Решение осесимметричной задачи термопластичности для тонкостенных и толстостенных тел вращения на ЕС ЭВМ / Ю. Н. Шевченко, М. Е. Бабешко и др. // Киев: Наукова думка, 1980. 196 с.
7. Оден Дж. Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред: Пер с англ. М.: Мир, 1976. 487 с.
8. Шермергор Т. Д. Теория упругости микронеоднородных сред. М.: Наука, 1977. 399 с.
9. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1975. 399 с.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ УПРОЧНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОРЫ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ

Целью данной работы является определение эффекта объемной вибрационной упрочняющей обработки на изменение абразивного и гидро-абразивного износа материалов, применяемых для изготовления подшипниковых опор шарошечных долот.*

Эксперимент проводился в два этапа. На первом этапе оценивалась износостойкость образцов, изготовленных из стали 22ХН3МА, применяемой при изготовлении опорных поверхностей подшипников качения цапфы долота.

На втором этапе оценивалась износостойкость твердосплавных покрытий, получаемых наплавкой стеллитом марки Пр-3В14К-В (ГУ 48-19-378-83), применяемых при изготовлении опорных поверхностей подшипников скольжения цапфы.

Изнашивание в обоих случаях проходило по стали 16ХН3НМА, из которой изготавливаются шарошки долота. Охлаждение – вода с содержанием абразивных частиц.

Проведение эксперимента осуществлялось на установке конструкции кафедры эксплуатации горного оборудования УГГГА. Кинематическая схема установки и схема нагружения колец показаны на рис. 1. Установка работает следующим образом: шпиндель 1 с передним центром 3 и поводковым патроном 2 получает вращение от электродвигателя 4 с помощью клиновременной передачи 5, 6. Обороты шпинделя фиксируются тахометром 7. Задний вращающий центр 8 установлен в гнезде винта 9. Винт обеспечивает предельное перемещение центра и зажим оправки с помощью двух гаек 10. В центрах устанавливается оправка 11 с шестью образцами в виде колец 12. К каждому кольцу с помощью нагруженного рычага 13, вращающегося на оси 14, прижимается колодка из горной породы (или стали) 15, заключенная в обойму 16. Промывочная (охлаждающая) жидкость подается к каждому кольцу с помощью автономной, замкнутой гидросистемы по резиновым шлангам 22. Гидросистема состоит из насоса 18 с электроприводом 17, напорного бака 19, приемного контейнера 20 и отстойника 21.

Опытные образцы были изготовлены на ОАО «Уралбурмаш»; технологический маршрут изготовления образцов, их характеристики приведены в таблице 1.

Для определения значения износа образцов был принят метод оценки величины потери их массы в зависимости от пройденного пути.

Подготовленные к испытаниям кольца маркировались по наружной поверхности и разбивались на две группы. Первая группа – кольца, прошедшие цементацию, являлась базовым вариантом. Вторая группа колец была подвергнута вибрационной упрочняющей обработке.

Обработка проводилась на вибромашине ВМС-100 в среде твердосплавных шаров диаметром (6-10) мм. Оптимальные результаты по глубине наклепанного слоя, достигающего глубины 0,4 мм и величине напряжений скатия до 1300 МПа, достигаются путем выбора амплитуды колебаний контейнера, соотношения объемов обрабатывающих тел и деталей, материала обрабатывающей среды, а также продолжительности процесса.

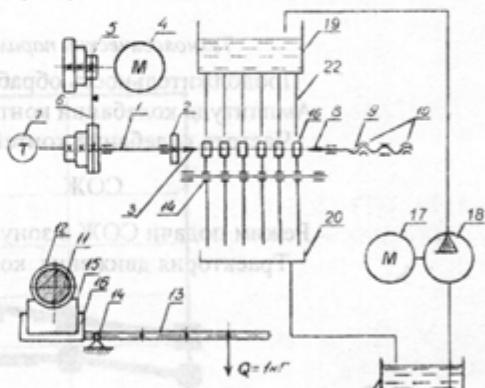


Рис. 1. Кинематическая схема, гидросистема установки и схема нагружения колец

* Разработка технологии упрочнения деталей долот для высокогооборотного бурения с целью повышения стойкости: Отчет о НИР /СГИ; Руководитель Г. А. Боярских. № ГР 01 880004156. Екатеринбург, 1989.

Таблица 1

Технологический маршрут изготовления образцов и их характеристики

Образец	Материал	Технологический маршрут	Твердость образца
I этап	Кольцо 22ХНЗМА	1. Токарная обработка. 2. Цементация. 3. Шлифование. 4. Виброобработка*.	HRC 57
	Колодка 16ХНЗНМА	1. Токарная обработка радиусной выточки. 2. Цементация. 3. Шлифование.	HRC 55
II этап	Кольцо основа - 22ХНЗМА, наплавка - Пр-3В14К-В	1. Токарная обработка. 2. Наплавка. 3. Цементация. 4. Шлифование. 5. Виброобработка*.	HRC 60
	Колодка 16ХНЗНМА	1. Токарная обработка радиусной выточки. 2. Цементация. 3. Шлифование.	HRC 55

* Для группы образцов, подлежащей упрочнению

Режимы обработки, установленные на основе работы (см. сноска на с. 15), приведены ниже:

Технологический параметр **Значение**

Продолжительность обработки, мин 60

Амплитуда колебаний контейнера, мм 3

Частота колебаний контейнера, Гц 27

СОЖ Водный раствор: 0,5 % кальцинированной соли
и 0,5 % нитрида натрия

Режим подачи СОЖ в зону обработки Капельный

Траектория движения контейнера Круговая

Перед опытом кольца тщательно очищаются (протираются) и взвешиваются на аналитических весах с точностью до 10^{-4} г. Результаты взвешивания по каждому кольцу заносятся в рабочий журнал.

На первом этапе, при истирании стальных образцов по горным породам, длина пути истирания принята равной 50000 оборотов шпинделя (15 км), интервал между контрольными взвешиваниями 10000 оборотов шпинделя (3 км пути). Режим проведения испытаний: число оборотов шпинделя – 400 об/мин; нагрузка на кольцо – 4 кг. Охлаждение осуществляется капельной подачей воды с содержанием в ней абразива 100 г/дм³. Абразив – электрокорунд, размер частиц 0,1–0,2 мм.

На втором этапе, при истирании образцов, наплавленных стеллитом по стали, режимы испытаний сохранены на прежнем уровне, общая величина пути истирания увеличена до 60000 оборотов в связи с более высокой износостойкостью материала.

По полученным результатам построены кривые абсолютного износа и интенсивности изнашивания при принятых интервалах (рис. 2, 3).

В настоящее время в Уральском регионе единственной организацией, имеющей лицензию при Госгортехнадзоре, является Центр геодинамики и экспертизы при СМНУ «Центргеодинадзор». Начиная с 1997 года специалистами лаборатории проведено более 60 комиссионных обследований.

Обследование проводилось на следующих горных предприятиях: ОАО «СУБР», РАО «Норильский никель», ОАО «Горнодобывающая компания «Нитник», ОАО «Учалинский угольный комбинат», ОАО «Красногорский угольный комбинат», ОАО «Интинская угольная компания», г. Красногорск, ОАО «Уралуголь», г. Екатеринбург.

Таблица 1

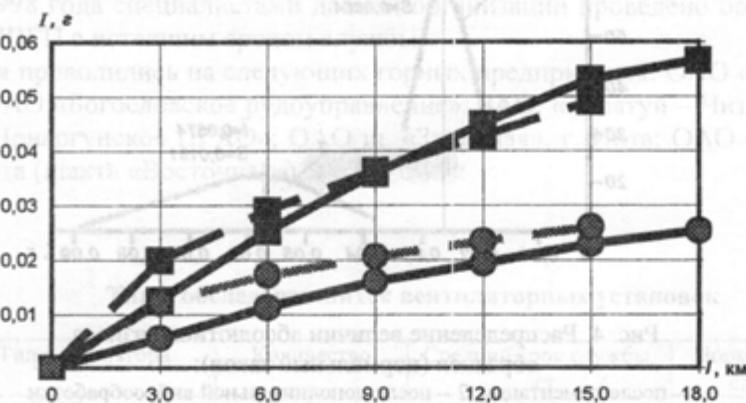


Рис. 2. Абсолютный износ образцов:

- - цементация;
- - цементация+виброобработка;
- тв. сплав 3В14КБ/сталь;
- сталь 20ХН3А/порода

автомобиль	двигатель	коробка передач	дата	место
Форд	4C20.0	5F14.5	1910.0	г. Екатеринбург
Лада	4G63	5D14.5	1910.0	г. Екатеринбург
Лада	4G63	5D14.5	1910.0	г. Екатеринбург
Лада	4G63	5D14.5	1910.0	г. Екатеринбург

Установлено, что абсолютный износ образцов, подвергнутых виброобработке, примерно в два раза меньше, чем в базовом (цементация) варианте. Относительная износостойкость (упрочненных образцов к базовому варианту) составляет на первом этапе 210 %, на втором – 216 %. Отмечается также уменьшение износа в период приработки (см. рис. 3), что позволяет сократить период приработки долота и уменьшает число отказов в этот период.

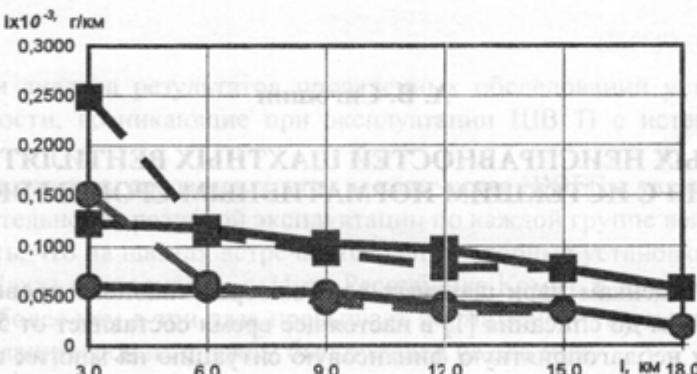


Рис. 3. Интенсивность изнашивания образцов:

- - цементация;
- - цементация+виброобработка;
- тв. сплав 3В14КБ/сталь;
- сталь 20ХН3А/порода

Для наглядности приведены данные о соотношении износа цементированной и виброобработанной инструментов по износу в единицах времени (табл. 1). Видно, что виброобработка способствует снижению износа в 2-3 раза. Для оценки износостойкости инструмента в целом необходимо учитывать не только износ по износу, но и износ по износу в единицах времени. Для этого можно использовать коэффициент износостойкости, определяемый как отношение износа инструмента к износу по износу в единицах времени. Для оценки износостойкости инструмента в целом необходимо учитывать не только износ по износу, но и износ по износу в единицах времени. Для этого можно использовать коэффициент износостойкости, определяемый как отношение износа инструмента к износу по износу в единицах времени.

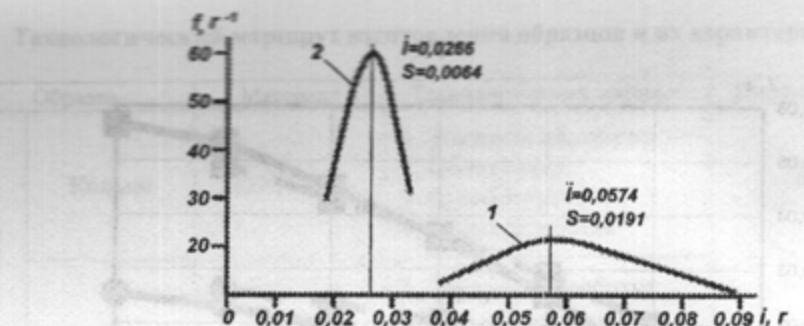


Рис. 4. Распределение величин абсолютного износа образцов (нормальный закон):

1 – после цементации; 2 – после дополнительной вибробоработки

Таблица 2

Параметры закона распределения

Параметр	Цементация	Вибробоработка
Математическое ожидание, г	0,0574	0,0266
Дисперсия	$3,44 \cdot 10^{-4}$	$3,87 \cdot 10^{-5}$
Среднеквадратическое отклонение, г	0,0191	0,0064
Коэффициент вариации	0,3329	0,2412

Статистическая оценка распределения износа образцов показывает уменьшение разброса значений износа после вибрационного упрочнения почти в 3 раза (табл. 2 и рис. 4).

Анализ данных табл. 2 и рис. 4 говорит о высокой эффективности его применения в условиях низкой стабильности качества обработки опоры шарошечных долот.

УДК 622.44

А. В. Сигошин

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ С ИСТЕКШИМ НОРМАТИВНЫМ СРОКОМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

По различным оценкам парк шахтных вентиляторов главного проветривания (ШВГП) с истекшим сроком службы до списания [1] в настоящее время составляет от 50 до 75 %. Учитывая реально сложившуюся неблагоприятную финансовую ситуацию на многих горных предприятиях России, можно предположить, что в ближайшее время не произойдет существенного обновления парка ШВГП. Вследствие этого складывается ситуация, при которой в ближайшие 5-10 лет на шахтах и рудниках будет эксплуатироваться значительный процент ШВГП с истекшим сроком эксплуатации. Под вентилятором главного проветривания (ВГП), выработавшим свой срок службы до списания, понимается ВГП, срок эксплуатации которого превысил максимальное значение, указанное в технической документации (паспорте), в случае же отсутствия такой документации, срок определяется согласно постановлению Госгортехнадзора [2].

В соответствии с этим постановлением возможность дальнейшей безопасной эксплуатации таких вентиляторов определяется в результате проведения комиссионных обследований, подразумевающих под собой проведение комплекса соответствующих мероприятий с целью определения реального технического состояния ШВГП, на основании которого дается прогноз остаточного ресурса. Проведением таких комиссионных обследований могут заниматься специализированные организации, имеющие лицензию Госгортехнадзора России на проведение данных работ.

В настоящее время в Уральском регионе единственной организацией, имеющей аккредитацию при Госгортехнадзоре, является Центр диагностики и экспертизы при СМНУ «Цветметнадлака». Начиная с 1998 года специалистами данной организации проведено более 60 комиссионных обследований ШВГП с истекшим сроком службы.

Обследования проводились на следующих горных предприятиях: ОАО «СУБР»; РАО «Норильский никель»; ОАО «Богословское рудоуправление»; ЗАО «Талатуй – Чита»; ОАО «Учалинский ГЖК»; АООТ «Приаргунское ПГХО»; ОАО ш. «Западная», г. Инта; ОАО «Интинская угольная компания», г. Инта (шахта «Восточная»).

Таблица 1

Типы обследовавшихся вентиляторных установок

Тип вентилятора	Количество	Средний срок службы, лет	Нормативный срок службы, лет
ВЦП – 16	3	24,3	15
ВЦ - 25	4	28,5	15
ВЦД – 31,5	2	26	20
ВЦД – 31,5 М	5	27	20
ВЦ – 32	6	26,7	20
ВЦД – 32	2	23	20
ВЦД – 32 М	1	31	20
ВРЦД – 45	2	30	20
ВЦД – 47 «Север»	6	26	20
ВОКД – 1,8	4	35	15
ВОКР – 1,8	2	34	15
ВУПД – 1,8	5	40,5	15
ВОД – 21	1	20	15
ВУПД – 2,4	2	42	15
ВОД – 30	4	26	20
ВОКД – 3,6	12	29	20
Всего:	61		

На основании анализа результатов проведенных обследований установлены следующие основные неисправности, возникающие при эксплуатации ШВГП с истекшим сроком службы (табл.1, 2).

В табл.1. представлены сведения о типах и количестве ШВГП с указанием их нормативных сроков службы и длительности реальной эксплуатации по каждой группе вентиляторов.

Стоит отметить, что на шахтах встречаются вентиляторные установки, эксплуатирующиеся с 1955 года (ЗАО «Шахта «Западная», г. Инта, Республика Коми), т. е. срок их эксплуатации составляет 47 лет, что более чем в три раза превышает нормативный, и тем не менее с учетом ряда замечаний и рекомендаций срок их службы был продлен на два года.

Таких примеров довольно много, и это говорит о том, что основные узлы вентиляторов (коренной вал, рабочие колеса) проектировались в свое время с высокими запасами прочности, что и дает сегодня возможность продлять срок службы ШВГП при проведении определенных мероприятий.

В табл.2 представлена классификация выявленных в ходе комиссионных обследований неисправностей ШВГП.

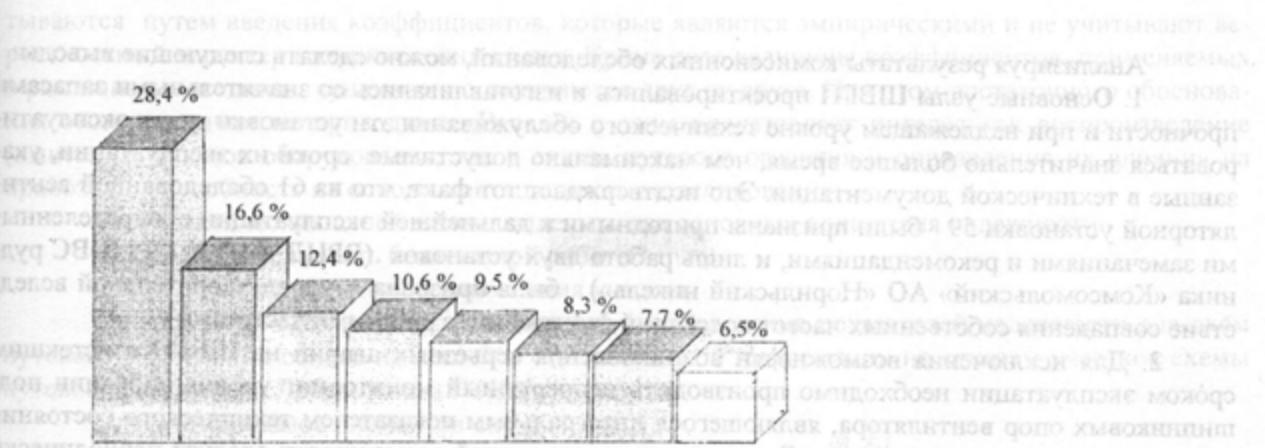
Для наглядности представления конечных результатов рассмотрим все выявленные неисправности, связанные с механической частью вентиляторных установок (центробежных и осевых) в процентном соотношении (см. рисунок).

**Количественное соотношение основных выявленных неисправностей
механической части ВГП**

Наименование параметров, узлов	Общее кол-во дефектов	Количество дефектов по типам вентиляторов										
		ВЦП - 16	ВЦ - 25	ВЦД - 31,5; 31,5 М	ВЦ - 32; ВРЦД - 32; 32 М	ВРЦД - 4..	ВЦД - 47 «Север»	ВОКД - 1..	ВОКР - 1..	ВУПД - 1..	ВОД - 2..	
1. Фундаменты	11	-	1	-	-	1	1	3	-	-	1	4
2. Вентиляционные каналы	16	-	2	2	2	1	3	3	1	1	-	1
3. Крепление узлов на фундаментах, рамках	21	-	2	4	5	-	3	4	-	-	1	-
4. Ротор с рабочими колесами и лопатками	18	-	1	3	2	1	3	4	1	1	-	2
5. Подшипниковые узлы	48	3	7	8	8	2	3	5	1	4	1	6
6. Соединительные муфты. Центровка валов	28	-	2	4	5	2	4	7	-	-	2	2
7. Направляющие и спрямляющие аппараты	14	1	1	2	4	1	-	2	-	-	3	-
8. Электродвигатели	14	-	1	3	1	-	2	2	1	1	1	2
9. Силовая аппаратура и схемы электроснабжения	5	1	1	-	-	-	-	1	-	1	1	-
10. Аппаратура и схемы управления (в т. ч. дистанционного), аппаратура КИП и А	30	-	3	2	5	1	-	7	-	2	2	8
11. Превышение уровня вибрации	13	-	-	1	4	1	3	-	-	-	-	4
12. Аэродинамический режим	13	-	-	1	2	1	-	2	1	1	3	2
13. Техническая документация	21	-	2	3	1	1	3	4	1	-	1	5
14. Технические отчеты, протоколы по ревизии, наладке	32	-	1	2	2	-	4	3	1	1	6	12
Всего:	284											

284

Из рисунка видно, что подавляющая часть неисправностей связана с подшипниковыми узлами вентиляторов – 28,4 %. В основном эти дефекты связаны с износом и ослаблением посадки обойм подшипников роторов, а также со значительным увеличением радиальных зазоров. На втором месте по значимости стоят дефекты соединительных муфт – 16,6 %, что проявляется в значительном износе муфт, биением во время выбега, шумом во время работы. Данные неисправности возникают, в основном, при неудовлетворительной центровке валов. Причем дефекты, связанные с подшипниковыми узлами, характерны для центробежных ВГП, а неисправности соединительных муфт наблюдаются, как правило, у осевых вентиляторов. Значительное количество дефектов – 12,4 % связано с недостаточным креплением узлов установок на фундаментах и рамках (ослабление фундаментных рам ходовой части вентиляторов, отсутствие фиксаций от смещений, отсутствие прокладок между корпусами и опорными плитами и т. п.), что говорит о недостаточном уровне обслуживания и ремонтов. Также стоит отметить дефекты, выявленные при обследовании роторов и рабочих колес вентиляторов – 10,6 %, основными из которых являются неуравновешенность роторов, рассогласование углов установки лопаток, дефекты шпоночного соединения, искривления роторов и т. п. Следует отметить, что дефектов валов, требующих немедленной остановки и их замены, не обнаружено.



Процентное соотношение основных выявленных неисправностей ШВГП:

ШВГП:

1 - подшипниковые узлы; 2 - соединительные муфты; 3 - крепление узлов на фундаментах и рамках; 4 - ротор с рабочими колесами; 5 - вентиляционные каналы; 6 - направляющие и спрямляющие аппараты; 7 - превышение уровня вибрации; 8 - фундаменты

При сопоставлении диаграммы с ранжированным рядом по степени тяжести последствий аварий узлов ШВГП получаем значительное сходство, за исключением первого пункта – поломка коренного вала. Как уже отмечалось выше, дефектов валов, требующих немедленной остановки вентилятора, не было выявлено и, тем не менее на этот узел следует обратить самое пристальное внимание, поскольку поломка коренного вала является самой тяжелой аварией на ШВГП, которая приводит к длительному выходу из строя всей установки или же ее полной замене. В табл.2 показано общее количество выявленных случаев, когда уровень вибрации подшипниковых опор превышает допустимые нормы [3]. Разрушение деталей и узлов, длительно работающих в условиях повышенной вибрации, вблизи резонанса (с повышенными напряжениями из-за дополнительного динамического прогиба ротора) происходит не по классическим теориям, а по несколько иным законам. На сегодняшний день достоверных инженерных методик оценки остаточного ресурса по выносливости роторов, работающих в таких условиях, нет. Следствием этого является невозможность достоверного определения остаточного ресурса ШВГП, работающих в условиях повышенной вибрации.

Согласно [3,4], режим работы ШВГП при повышенном уровне вибрации подшипниковых опор является аварийным режимом. Поддержание вибрационного уровня ВГП в границах, обусловленных эксплуатационными нормами, требует его постоянного измерения. Для этого необходимо внедрять на главные вентиляторные установки контрольно-сигнальную виброизмерительную аппаратуру, которая позволяет обнаруживать дефекты на ранней стадии их возникновения. В качестве такой аппаратуры может использоваться аппаратура для непрерывного контроля вибрации «Амплитуда», входящая в агрегатированный комплекс средств измерения вибраций (АСИВ), или ее современные аналоги. Данная аппаратура при достижении уровня вибрации, соответствующего нижней границе эксплуатационной нормы, выдает предупредительный сигнал, а достижении верхней эксплуатационной нормы – аварийный, с последующим отключением контролируемого оборудования, что и способствует предотвращению аварии. К сожалению, в настоящее время в России очень мало горных предприятий, использующих такую аппаратуру, что объясняется ее высокой стоимостью и необходимостью иметь высококвалифицированный обслуживающий персонал. По этой причине не представляется возможным накопление большого объема информации по вибродиагностике, что, в свою очередь, позволило бы сделать очередной шаг к созданию системы контроля, позволяющей по изменению параметров вибрации прогнозировать возникновение какой-либо неисправности.

Анализируя результаты комиссионных обследований, можно сделать следующие выводы:

1. Основные узлы ШВГП проектировались и изготавливались со значительными запасами прочности и при надлежащем уровне технического обслуживания эти установки могут эксплуатироваться значительно большее время, чем максимально допустимые сроки их эксплуатации, указанные в технической документации. Это подтверждает тот факт, что из 61 обследованной вентиляторной установки 59 были признаны пригодными к дальнейшей эксплуатации с определенными замечаниями и рекомендациями, и лишь работа двух установок (ВРЦД – 4,5 №1,2 ЮВСрудника «Комсомольский» АО «Норильский никель») была признана неудовлетворительной вследствие совпадения собственных частот колебаний фундамента с рабочими частотами.

2. Для исключения возможности возникновения серьезных аварий на ШВГП с истекшим сроком эксплуатации необходимо производить непрерывный мониторинг уровня вибрации подшипниковых опор вентилятора, являющегося интегральным показателем технического состояния механической части вентилятора. В случае отсутствия такой возможности следует периодически (в зависимости от технического состояния ВГП, но не реже чем один раз в год) производить замеры уровня вибрации и при необходимости выполнять точную балансировку подшипников до получения уровня допустимой вибрации [3].

3. Установлено, что при дальнейшей эксплуатации ВГП с истекшим нормативным сроком службы увеличиваются расходы, связанные с поддержанием установки в работоспособном состоянии (увеличиваются затраты на запасные части, электроэнергию, дополнительные расходы на проведение обязательных комиссионных обследований и т. п.) и как правило одновременно снижается КПД установки в целом. Однако, этот факт еще не говорит однозначно о том, что дальнейшая эксплуатация таких машин экономически неэффективна. В ряде случаев, например при доработке месторождений, а также в случаях, когда на предприятии ожидается значительное сокращение добычи, эксплуатация вентиляторов с истекшими нормативными сроками службы может оказаться экономически более выгодной, чем замена на новые машины. При этом окончательное решение может быть принято только после соответствующего технико-экономического анализа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Методические указания по определению остаточного ресурса потенциально опасных объектов поднадзорных Госгортехнадзора России. Утверждены постановлением Госгортехнадзора России от 17.11.95, № 57.

2. Временные методические указания по проведению комиссионных обследований вентиляторов главного проветривания с истекшим сроком службы. Утверждены постановлением Госгортехнадзора России от 10.06.98, № 08-10/464.

3. Гофман. А. С., Меламед И. С., Цуцык И. Т. и др. Руководство по ревизии и наладке главных вентиляторных установок шахт. М.: Недра, 1981. 336 с.

4. Демочки С. И., Кузнецов А. В., Паршинцев В. П. Неисправности шахтных вентиляторных установок главного проветривания: Справочное пособие. М.: Недра, 1990. 192 с.

УДК 622.24(039)

С. А. Банных

СИНТЕЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ВЕРХНЕГО СТРОЕНИЯ ПУТИ КАРЬЕРНОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Существует множество методов определения пропускной способности схем путевого развития. Из них можно выделить два основных метода: аналитический и метод с применением имитационного моделирования. При аналитическом методе отказы схемы путевого развития рассчи-

тываются путем введения коэффициентов, которые являются эмпирическими и не учитывают вероятностный характер возникновения отказа. Кроме того величины коэффициентов, применяемых в различных методиках, существенно отличаются друг от друга. При этом достаточного обоснования этого различия не приводится. В связи с этим представляет интерес как воспроизведение (имитация) отказов оборудования, так и схемы путевого развития и определения их влияния на провозную способность на основе имитационного моделирования.

Для практических целей можно выделить два основных показателя надежности:

1. Продолжительность безотказной работы.

2. Продолжительность восстановления участка.

Предлагается следующая схема синтеза распределения показателей надежности для схем путевого развития на основе имеющейся статистической информации по отказам участков схемы путевого развития на Лебединском ГОКе.

Для учета отказов элементов схемы путевого развития предлагается всю схему железнодорожных путей разбить на J участков, по каждому из которых имеется отчетная информация. На основе обработки этих данных по отказам верхнего строения пути и сходов для каждого участка рассчитывается частость таких событий. Графически это может быть отображено в виде гистограммы отказов по участкам схемы путевого развития, где по оси абсцисс откладывается номер участка, а по оси ординат – частость (см. рисунок). Далее определяется номер участка, на котором происходит отказ с использованием следующего алгоритма:

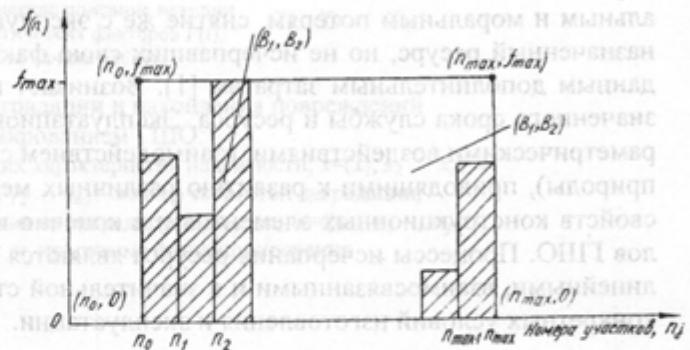


Схема к определению номера отказавшего участка схемы путевого развития железнодорожного транспорта

1. Находятся два случайных числа β_1 и β_2 , каждое из которых распределено на отрезке $[0, 1]$.

2. Найденные случайные величины преобразуются в координаты случайных точек B_1 и B_2 , равномерно распределенных в прямоугольнике с вершинами $(n_0, 0)$, (n_0, f_{\max}) , (n_{\max}, f_{\max}) , $(n_{\max}, 0)$. При этом $B_1 = n_0 + \beta_1(n_{\max} - n_0)$; $B_2 = \beta_2 f_{\max}$.

3. Проверяется положение случайной точки относительно гистограммы. Если точка расположена вне поля гистограммы, то все действия повторяются снова. В противном случае определяется участок, соответствующий величине B_1 , номер которого и принимается за очередную реализацию.

4. Определяются показатели надежности схемы путевого развития по соответствующему распределению.

5. Рассчитываются момент наступления следующего отказа схемы путевого развития и момент его ликвидации. Момент следующего отказа:

$$MOU(j+1) = MOU(j) + TOU(j) + TRU(j),$$

где $MOU(j)$ – момент наступления отказа; $TOU(j)$ – продолжительность восстановления участка; $TRU(j)$ – время безотказной работы.

Нахождение следующего отказавшего участка производится в той же последовательности.

Предлагаемая схема позволяет синтезировать распределение показателей надежности, которые впоследствии будут использованы при моделировании работы карьерного железнодорожного транспорта.

ОБ ИНДИВИДУАЛИЗИРОВАННЫХ МОДЕЛЯХ ДЕГРАДАЦИИ В ЭЛЕМЕНТАХ ГОРНО-ШАХТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Обеспечение надежности и безопасности эксплуатации горно-шахтного оборудования (ГШО) диктует необходимость оценки выработанного ресурса в опасных зонах конструктивных узлов и анализа скорости накопления повреждений в этих зонах в процессе эксплуатации. Эта проблема приобрела особое значение, поскольку преждевременный выход из строя узлов, которые определяют безопасность и надежность ГШО в целом, может привести к значительным материальным и моральным потерям, снятие же с эксплуатации машин, формально выработавших свой назначенный ресурс, но не исчерпавших свою фактическую долговечность, приводит к неоправданным дополнительным затратам [1]. Возникает все более актуальная проблема продления назначенного срока службы и ресурса. Эксплуатационные условия узлов характеризуются многопараметрическими воздействиями, взаимодействием с внешней средой (в том числе полей различной природы), приводящими к развитию различных механизмов деградации начальных прочностных свойств конструкционных элементов и в конечно итоге исчерпанию ресурса конструктивных узлов ГШО. Процессы исчерпания ресурса являются многомерными, многостадийными, сильно нелинейными, взаимосвязанными и в значительной степени (чаще непосредственно) зависящими от конкретных условий изготовления и эксплуатации.

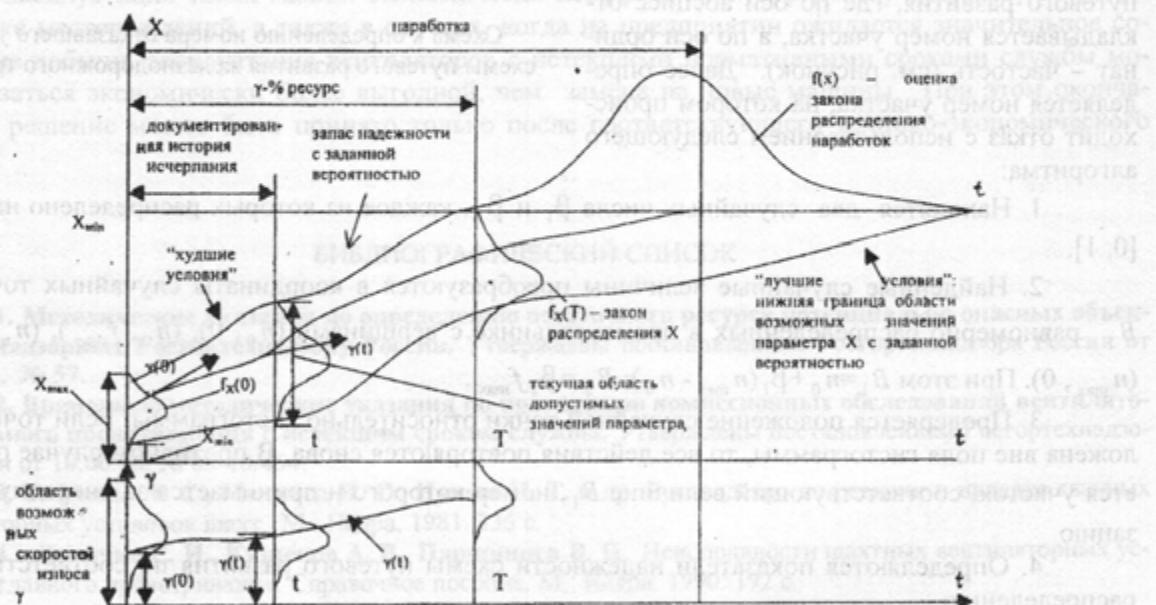


Рис. 1. Схема процесса параметрического отказа ГШО

Как правило, под деградацией понимается совокупность всех процессов, ведущих к потере первоначальных прочностных свойств и снижению остаточного ресурса горно-шахтного оборудования (ГШО). Предлагаемые в настоящее время аналитические модели определения деградационных и ресурсных показателей обычно учитывают некоторые отвлеченные или аппроксимирующие параметры (нормальный закон распределения наработок, интенсивности отказов, подчинение скорости износа линейной зависимости от наработки и др.), полученные обработкой некоторого статистического материала. По методу расчета на выносливость при регулярном и нерегулярном нагружении [2] вводятся такие усредняющие понятия, как блок нагрузления, цикл нагрузления, запас прочности, среднее напряжение цикла и т. п. Абстрактно предполагаются законы и плотности распределения амплитуд напряжений (закон Релея, экспоненциальный, нормальный). Обычным в

инженерной практике является расчет ресурса по линейной гипотезе суммирования повреждений, которая неадекватно включает историю нагружения. Рассматривают также другие модели деградации сложных систем: на основе черного ящика и декомпозиции системы [3], кривых усталости для случайных спектров нагружения [4, 5].

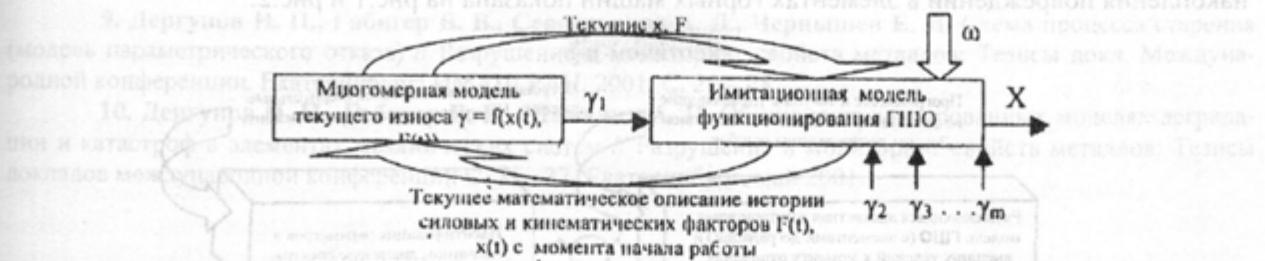


Рис.2. Схема связи модели деградации и накопления повреждений

с функционированием ГШО:

$X=(X_1, X_2 \dots X_n)$ - вектор параметрических характеристик надежности; $x=(x_1, x_2 \dots x_n)$ - вектор состояния системы; $\gamma=(\gamma_1, \gamma_2 \dots \gamma_m)$ - вектор скоростей деградации;

$F=(F_1, F_2 \dots F_k)$ - силовые воздействия на деградируемый узел; $\omega=(\omega_1, \omega_2 \dots \omega_j)$ - состояние внешней среды и программа функционирования

РАЗВИТИЕ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ПРИ ПРОВОДОВ

Существуют решения подобных задач, которые сводятся к “стохастическому” моделированию, где состояние системы описывается обобщенной случайной функцией времени (наработки). Так в рамках теории восстановления (одновременно протекающие процессы старения и восстановления [6]) обычно пытаются строить стохастическую имитационную модель одновременно протекающих процессов старения и восстановления технической системы. Состояние системы как результат одновременно протекающих процессов ее старения (деградации) и восстановления описывают (моделируют обобщенным показателем) случайной функцией времени, которую называют потенциалом работоспособности системы, зависящим от наработки. Свойства и особенности процесса старения конкретных типов систем определяют специально сконструированной функцией затухания (параметр дифференциального уравнения старения), а процесс восстановления моделируется в виде случайной последовательности ремонтных воздействий, распределенных по пуассоновскому закону с некоторой интенсивностью. Каждое ремонтное воздействие моделируется как скачок потенциала работоспособности системы – переход с одной линии старения на другую с большим значением потенциала.

В таких способах определения поврежденности и остаточного ресурса получение фазовых координат характеристик состояния механической системы или интенсивности ее отказов практически неосуществимо по причине недостаточности статистического материала для построения адекватных вероятностных характеристик.

На настоящий момент наиболее перспективными являются методы и модели определения деградации механических систем и на базе этого – остаточного ресурса, широко привлекающие знания сложившихся естественных наук. И на основе этого построение интегрированной (включающей рассмотрение любых интересующих n -мерных векторов входа, возмущения и фазовых координат системы) модели текущей деградации и накопления повреждений в элементах ГШО.

Существенный шаг в решении проблемы определения текущих накопленных повреждений сделан в предложенной В. Л. Колмогоровым “феноменологической модели”, где учитываются такие явления, как упругость, пластичность, ползучесть, уменьшение поврежденности при тепловом воздействии, а также начальная поврежденность материала [7].

Мы принимаем [8-10] в качестве основного метода исследования сложных систем метод машинного эксперимента, базирующийся на использовании имитационных моделей. Специальные программы, обслуживающие модель, генерируют различные конкретные реализации входного сигнала $x(t)$ (текущие нагрузки и внешние условия) моделируемой системы (ГШО) и строят в соответствии с введенным описанием системы (включая ее начальное состояние – начальную поврежденность до эксплуатации) выходной сигнал $y(t)$ (например, ресурсные показатели: текущие

деградация и уровень накопленных повреждений и прогноз их изменения во времени или системные показатели: надежность, риск). Далее идет обработка результатов с помощью специальных программ, отображающих отклик, характеризующий поведение исследуемой системы, например в виде гистограмм распределения. Система машинных программ также дополняется средствами, обеспечивающими интерактивный диалог ЭВМ с человеком. Схема процесса деградации и накопления повреждений в элементах горных машин показана на рис.1 и рис.2.



Рис. 3. Схема получения текущей адекватной имитационной модели взаимодействия ГШО и внешних условий

Следует учесть, что в ряде случаев оказывается целесообразным дополнять машинный эксперимент натурным. Такое сочетание является важным направлением совершенствования процесса исследования деградации и накопления повреждений в элементах ГШО. Таким образом, идет построение иного подхода к синтезу имитационной модели деградации и накопления повреждений, основанного на представлении вектора деградации элементов машин в пространстве состояния естественных технических характеристик функционирования ГШО. Такая модель при изменении целей использования или при смене режимов работы ГШО идентифицируется по фрагментам функционирования или по специальным экспериментам, далее проходит этап проверки на адекватность по уровню невязки реального и модельного функционирования и при необходимости корректируется. Схема построения текущей адекватной имитационной модели на базе объединения теоретических и экспериментальных знаний изображена на рис. 3.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Боярских Г. А., Симисинов Д. И. Актуальные проблемы оптимизации предельного состояния горно-шахтного оборудования по критерию энергозатрат // Вестник энергосбережения: Межрегиональный научно-практический журнал. 2000. № 2. (11).
2. Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.); М.: Машиностроение, Под. ред. Ф. М. Диментберга и К. С. Колесникова. 1980. 544 с.
3. Самарин Ю. П. О проблемах деградации и катастроф в механических системах // Надежность и качество в промышленности, энергетике и на транспорте: Труды Международной конференции. Часть 1. Самара: СГТУ, 1999. С. 3.
4. Ермишин В. А., Овчинников И. Н. Расчет кривых усталости для случайных спектров нагрузжения. // Труды Международной конференции. Надежность и качество в промышленности, энергетике и на транспорте. Часть 1. Самара: СГТУ, 1999. С.11 - 12.
5. Машиностроение: Энциклопедия / Ред. совет: К. В. Фролов (пред.) и др.: М.: Машиностроение. Т. 4-3: Надежность машин / В. В. Клюев, В. В. Болотин, Ф. Р. Соснин и др.; М.: Машиностроение. 1998.

6. Ремонт автомобилей: Учебник для вузов / Л. В. Дехтеринский и др.: Под ред. Л. В. Дехтеринского. М.: Транспорт, 1992. 295 с.
7. Колмогоров В. Л., Мигачев Б. А., Бурдуковский В. Г. Феноменологическая модель накопления повреждений и разрушения при различных условиях нагружения. УрО РАН, 1994, 106с.
8. Дергунов Н. П. О современной теории надежности машин // Международная конференция "Разрушение и мониторинг свойств металлов" 15 – 19.05.2001 г.: Тезисы докладов. Екатеринбург, 2001. С. 29 – 35.
9. Дергунов Н. П., Габигер В. В., Севостьянов А. Д., Чернышев Е. И. Схема процесса старения (модель параметрического отказа) // Разрушение и мониторинг свойств металлов: Тезисы докл. Международной конференции. Екатеринбург: ИМАШ РАН, 2001. С. 25 – 28.
10. Дергунов Н. П., Габигер В. В., Шаманин А. П. Об индивидуализированных моделях деградации и катастроф в элементах механических систем // Разрушение и мониторинг свойств металлов: Тезисы докладов международной конференции С. 35 - 37. Екатеринбург, май 2001.

РАЗВИТИЕ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА НЕФТЕПРОВОДОВ

Б. Л. Колмогоров, Н. П. Дергунов

Проблема надежности деталей машин и элементов конструкций стоит с давних пор. Однако, несмотря на развитие теории и методов расчета на прочность и долговечность, случаются неожиданные на первый взгляд разрушения, которые иногда приводят к катастрофам. Все это требует более точного прогнозирования ресурса прочности в зависимости от условий и режимов эксплуатации механических и природных систем. Известно, что деформирование или нагружение материалов этих систем всегда сопровождается нарушением их сплошности. Первоначально такие нарушения имеют вид скопления дислокаций. По мере нагружения материала они развиваются, приобретают вид субмикропор и субмикротрещин; умножаются и увеличиваются по размеру до микродефектов. Эти микроскопические нарушения сплошности до поры до времени не лишают материал его несущей способности. Однако наступает момент исчерпания материалом способности нести нагрузку и тогда лавинообразно возникает макротрещина и происходит собственно разрушение материала с потерей несущей способности всей системы. Из сказанного ясно, что точность прогноза ресурса прочности материала (исчерпания ресурса его прочности) определяется точностью моделей процесса постепенного накопления повреждений сплошности материала под воздействием нагрузки и конечно точностью прогноза самой нагрузки. В современной механике разрушения поврежденность сплошности материала характеризуется дополнительной фазовой координатой ψ . Расчетная поврежденность ψ нормирована так, что материал до нагружения имел $\psi=0$, а в момент макроразрушения $\psi=1$. Эта переменная связана обычным дифференциальным уравнением, описывающим кинетику нарушения сплошности для различных случаев деформирования и нагружения металлов. Вид правой части уравнения установлен в работах уральской научно-педагогической школы механики деформирования и разрушения [1] и представляет собой многомерную функцию, для различных технологических процессов инженерной практики многомерную регрессию всех значимых фазовых координат состояния металла и внешних условий нагружения, а также ошибок их измерения в экспериментах. Наряду с разрушением металла идет процесс восстановления ресурса пластических свойств металла. В основе этого восстановления лежат диффузионные процессы переноса вещества в микронесплошности, которые были названы поврежденностью. Чем выше температура и гидростатическое давление воздействия на материал, тем интенсивнее идет процесс «заличивания» поврежденности. При построении описанной феноменологической модели накопления повреждений и разрушения при различных условиях нагру-

жения учитывается, что при выполнении пластической и термической обработки в процессе резания, сварки и других технологических операций по изготовлению деталей машин и элементов конструкций в материале протекают процессы разрушения на субмикро- и микроскопическом уровне, т. е. происходит зарождение и накопление дефектов-несплошностей типа микротрещин и микропор. Разрушение в процессах обработки материалов может служить ограничивающим фактором. В число фазовых координат необходимо включать все физические и механические свойства материала и внешней среды, которые могут быть измерены приборами и использованы для диагностики состояния в реальном времени эксплуатации трубопровода. Прогноз развития свойств материала и его наработка могут быть осуществлены на основе интегрирования идентифицированной таким образом модели в прогнозируемых условиях применения и при прогнозируемых режимах эксплуатации.

Примеры решения технических задач свидетельствуют, что современные вычислительные возможности ЭВМ позволяют определять динамику напряженно-деформированного состояния материала трубопровода в конкретных конструкциях и сооружениях методом конечных элементов в реальном времени протекания динамических процессов с помощью расширения системы дифференциальных уравнений соответствующими обыкновенными дифференциальными уравнениями напряженно-деформированного состояния этих элементов. Для этой цели существующие интегрированные пакеты программ МКЭ не могут быть применены. Однако они могут быть успешно использованы для проверки адекватности конечно-элементных моделей, разработанных для рассматриваемой задачи при некоторых типах нагрузок данной инженерной задачи. При описанной постановке становится ненужным использование понятий о "монотонных", "малоцикловых" и других типах нагрузок.

В настоящей статье на основе общей концепции расчета и контроля текущего и прогнозируемого с учетом восстановительных процессов состояния материала рассматривается методология получения количественных характеристик ресурса механических и природных систем и связанных с ними количественных характеристик риска при эксплуатации [2-6]. Нами предложена модель накопления повреждений в материале, погруженная в вычислительную среду текущего определения и прогноза нагрузок с высокой точностью, возникающих при эксплуатации нефтепровода. Деградация элементов трубопровода рассматривается в условиях постепенного накопления в элементах конструкции микро- и макроповреждений: при изготовлении за счет режимов обработки, за счет трения, ползучести, коррозии, эрозии, структурных изменений и химических превращений в материале трубы и т. д. Разумеется, что будут получены соответствующие необходимые адекватные онтологические или феноменологические модели.

При наличии такого инструмента становится возможным обоснованное (с использованием количественных характеристик) планирование использования ресурсов прочности нефтепровода. Мониторинг же снижает риск катастроф при транспорте нефти, сбоев в линии «человек-машина», «человек-природа». Разработанная КЭ модель участка трубопровода идентифицируется по фрагментам функционирования системы и по специальным экспериментам, планируемым при изменении режимов работы машины или целей, для которых она используется. Таким образом, имитационная модель постоянно проверяется на адекватность по невязке реального и модельного функционирования. Такая модель дает наилучший прогноз при современном состоянии науки и уровне информационных технологий. Ключевым звеном в имитационной модели является онтологическая или феноменологическая многомерная регрессионная функция скоростей изменения состояния материала от многомерного вектора нагрузок на них и вектора состояния системы. Многомерная поверхность отклика по мере уточнения математического описания нефтепровода (идентификации по мере появления фактов функционирования), уточнения целей использования машины и условий эксплуатации должна проверяться на адекватность в современном научном понимании и соответственно корректироваться.

Часто модели состояния уже существуют, и следует только дополнить эти модели моделями деградации, а в системные показатели включить критерии оценки надежности и риска транспорта нефти. История нагрузок имеет принципиальное значение в определении текущих свойств материалов нефтепровода и земельного массива для оценки показателей надежности и риска. Геофизические характеристики локального участка трубопровода непрерывно уточняются на основе математического описания истории силовых и кинематических факторов с момента начала на-

блюдения за участком. Развивающаяся имитационная модель строится на основе процесса идентификации в реальном времени по комплексным измерениям параметров трубопровода (рис. 1).

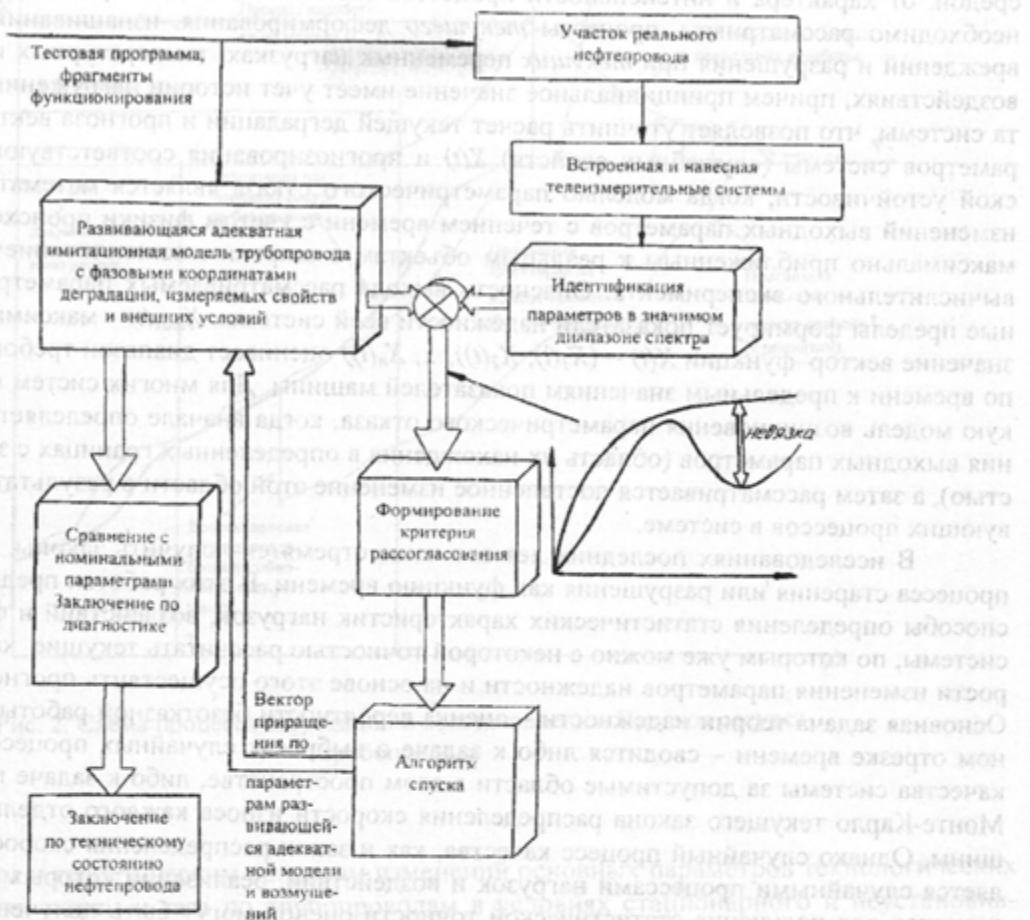


Рис. 1. Схема диагностики с использованием текущей адекватной имитационной модели взаимодействия участка нефтепровода и внешних условий

Вероятность выхода рассматриваемых параметров за установленные пределы формирует показатели надежности и риска всей системы, которая определяется из статистического моделирования процессов перекачки нефти. Количество реализаций для получения статистической точности оценок могут быть получены только из статистического имитационного моделирования "функционирования" нефтепровода. Методология статистического имитационного моделирования системных характеристик на основе адекватных имитационных моделей хорошо разработана.

Математические модели теории надежности могут быть разбиты на две большие группы. Первая группа – это структурные модели. Они основаны на логических схемах взаимодействия элементов, входящих в систему, с точки зрения сохранения работоспособности системы в целом. При этом используют статистическую информацию о надежности элементов без привлечения сведений о физических свойствах материалов, деталей и соединений, о внешних нагрузках и воздействиях, о механизмах взаимодействия между элементами. Структурные модели представляют в виде блок-схем и графов (например, деревьев событий), а исходную информацию задают в виде известных значений вероятности безотказной работы элементов, интенсивности отказов и т.п. Другая группа математических моделей теории надежности (традиционные направления теории надежности машин и конструкций) учитывает механические, физические и другие реальные про-

цессы, которые ведут к изменению свойств объекта и его составляющих (статистический анализ нагрузок, воздействий и механических свойств материалов, обоснование расчета выбранных нагрузок и их сочетаний, методология назначения коэффициента запаса).

Однако поведение рассматриваемых систем зависит от их взаимодействия с окружающей средой, от характера и интенсивности процессов эксплуатации. Для предсказания их поведения необходимо рассматривать процессы *текущего* деформирования, изнашивания, накопления повреждений и разрушения при *текущих* переменных нагрузках, температурных и других внешних воздействиях, причем принципиальное значение имеет учет истории нагружения каждого элемента системы, что позволяет уточнить расчет текущей деградации и прогноза вектора выходных параметров системы (служебных свойств) $X(t)$ и прогнозирования соответствующей параметрической устойчивости, когда моделью параметрического отказа является математическое описание изменений выходных параметров с течением времени с учетом физики происходящих явлений и максимально приближенным к реальным объектам с широким использованием статистического вычислительного эксперимента. Опасность выхода рассматриваемых параметров за установленные пределы формирует показатели надежности всей системы. $X_{max}(t)$ - максимальное по времени значение вектор-функции $X(t) = (X_1(t), X_2(t), \dots, X_n(t))$ оценивает диапазон требований потребителя по времени к предельным значениям показателей машины. Для многих систем можно принять такую модель возникновения параметрического отказа, когда вначале определяется область состояния выходных параметров (область их нахождения в определенных границах с заданной вероятностью), а затем рассматривается постепенное изменение этой области в результате медленно действующих процессов в системе.

В исследованиях последних лет все чаще стремятся получить законы, описывающие ход процесса старения или разрушения как функцию времени. В этих работах предложены различные способы определения статистических характеристик нагрузок, воздействий и фазовых координат системы, по которым уже можно с некоторой точностью рассчитать текущие характеристики скорости изменения параметров надежности и на основе этого осуществить прогноз расхода ресурса. Основная задача теории надежности – оценка вероятности безотказной работы системы на заданном отрезке времени – сводится либо к задаче о выбросах случайных процессов в пространстве качества системы за допустимые области в этом пространстве, либо к задаче получения методом Монте-Карло текущего закона распределения скорости износа каждого отдельного элемента машины. Однако случайный процесс качества, как и закон распределения скорости износа, определяется случайными процессами нагрузок и воздействий, реализации которых в необходимом количестве для получения статистической точности оценок могут быть получены только из статистического имитационного моделирования функционирования машины. В этом случае имитационная модель функционирования системы должна быть развивающейся и содержать многомерные онтологические и феноменологические модели зависимости текущей скорости деградации элементов системы от всех значимых текущих нагрузок и фазовых координат системы. При имитационном моделировании генерируется скорость деградации для каждого текущего момента времени вычислительного эксперимента вплоть до отказа одного из элементов системы (наработка системы). Статистическое моделирование системы до отказа позволяет получить закон распределения наработок (рис. 2). Такой подход позволяет шире использовать эксплуатацию машин и сооружений по техническому состоянию, назначая каждый раз допустимый срок (наработку) до следующей инспекции, а также увереннее применять методы неразрушающего контроля и технической диагностики (при определенных условиях ограничиваться выборочным контролем по планам, которые обеспечивают при наличии закона распределения наработка требуемый уровень надежности, оптимизируя по различным критериям эксплуатации). Иногда целесообразно использовать параллельную систему сопровождения по идентификации и проверке адекватности имитационной модели. При необходимости (в случае выхода системы за границу адекватности) проводятся уточнения модели, физические эксперименты, повышение точности идентификации моделей деградации (развивающаяся имитационная модель постепенного отказа). Описанная методология оценки надежности и остаточного (безопасного) срока службы системы позволяет разработать новую схему принятия решений о его дальнейшей эксплуатации с учетом обратной связи через системы диагностики и системы выработки ремонтных воздействий [3-5].

Магистральные, технологические и промысловые газонефтепроводы представляют собой сложные инженерные конструкции. Подземная, наземная и надземная прокладки грунтовых,

подводные переходы, различные виды электрохимзащиты от коррозии, особенности технологии строительства и конструктивных решений создают широкий вероятностный спектр параметров прочности и долговечности различных участков трубопроводов.

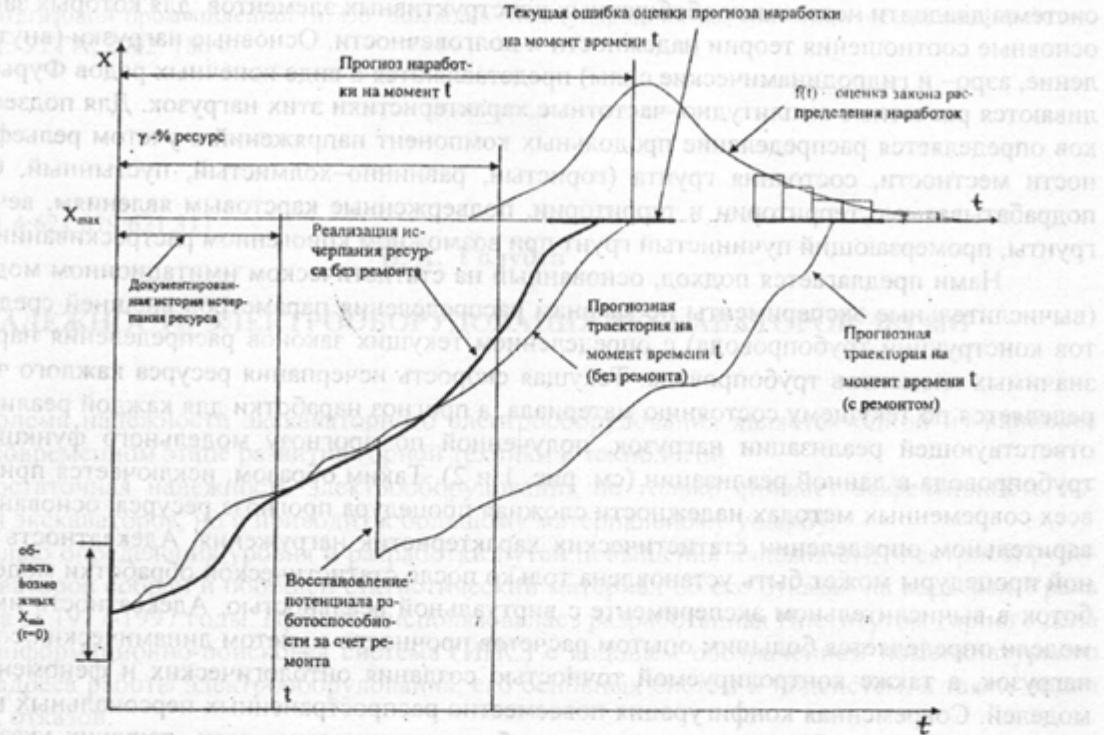


Рис. 2. Схема процесса деградации и восстановления. Прогноз ресурса трубопровода

Прикладным и теоретическим вопросам изменений основных параметров технологических процессов перекачки нефти и газа по трубопроводам в условиях стационарного и неустановившихся движений посвящены многие фундаментальные исследования. Предложены методы и аналитические выражения для решения практических задач, рассмотрены основные направления совершенствования теории прочности как основы проектирования конструкции трубопроводов, изложены оценки сроков службы, индивидуального остаточного ресурса и ускоренных эквивалентных испытаний, даны рекомендации по выбору конструктивных параметров элементов магистральных и технологических трубопроводов, оценена выносимость элементов наземных участков трубопроводов для заранее определенных видов нагружения материала. Однако на основе определенного заранее нагружения трудно правильно учесть длительность и сложность процессов механического и теплового нагружения, агрессивность среды и предсказать появление предельных состояний, наблюдавшихся при эксплуатации, прогнозировать надежность и работоспособность трубопроводной системы. Мы предлагаем метод расчета количественных характеристик надежности и безопасности участков нефтепровода на всех этапах жизненного цикла трубопроводов: нахождение оптимальных конструктивных решений, рациональный выбор трассы, объемов диагностики их технического состояния в процессе строительства и эксплуатации, капитального ремонта и реконструкции, подготовка рекомендации для персонала по их действиям в потенциальных нештатных ситуациях. Это будет способствовать уменьшению потерь транспортируемого продукта, снижению технического обслуживания, потенциальной опасности для населения и персонала, для промышленных и гражданских сооружений, находящихся в зоне трубопровода, для флоры и фауны, индивидуального риска (принесенного ущерба) для персонала и населения. В существующей литературе это определяется на основе аксиоматического подхода: под действием некоторого стохастического нагружения (пределный процесс нагружения) материал или элемент конструкции переводится из некоторого начального состояния в определенное предельное состояние за данный

промежуток времени. При этом используется блочно-иерархический подход, состоящий в расчленении представлений о конструкции и построении математических моделей для различных уровней абстрагирования. Конструкция каждого из участков трубопровода формируется с помощью системы двадцати неделимых обобщенных конструктивных элементов, для которых записываются основные соотношения теории надежности и долговечности. Основные нагрузки (внутреннее давление, аэро- и гидродинамические силы) представляются в виде конечных рядов Фурье и устанавливаются расчетные амплитудно-частотные характеристики этих нагрузок. Для подземных участков определяется распределение продольных компонент напряжений с учетом рельефа и особенности местности, состояния грунта (гористый, равнинно-холмистый, пустынный, болотистый, подрабатываемые территории и территории, подверженные карстовым явлениям, вечно-мерзлые грунты, промерзающий пучинистый грунт при возможном криогенном растрескивании и т. д.).

Нами предлагается подход, основанный на статистическом имитационном моделировании (вычислительные эксперименты по законам распределения параметров внешней среды и элементов конструкции трубопровода) с определением текущих законов распределения наработок всех значимых элементов трубопровода. Текущая скорость исчерпания ресурса каждого элемента определяется по текущему состоянию материала, а прогноз наработки для каждой реализации по соответствующей реализации нагрузок, полученной по прогнозу модельного функционирования трубопровода в данной реализации (см. рис. 1 и 2). Таким образом, исключается применяемая во всех современных методах надежности сложная процедура прогноза ресурса, основанная на предварительном определении статистических характеристик нагружения. Адекватность столь сложной процедуры может быть установлена только после статистической обработки модельных наработок в вычислительном эксперименте с виртуальной реальностью. Адекватность имитационной модели определяется большим опытом расчетов прочности с учетом динамических составляющих нагрузок, а также контролируемой точностью создания онтологических и феноменологических моделей. Современная конфигурация повсеместно распространенных персональных компьютеров и их программное обеспечение позволяют обеспечивать расчет всех текущих указанных выше характеристик надежности в реальном времени всего жизненного цикла трубопроводов. Различные аспекты предлагаемого подхода изложены в [2–8].

На основании изложенного мы предлагаем по результатам экспериментального [9] и вычислительного опыта статистического имитационного моделирования следующий метод определения остаточного ресурса нефтепровода. Результаты статистического имитационного моделирования участка нефтепровода комплексируются с периодическими оценками образцов трубопровода, причем для нагружения образцов используются результаты статистического моделирования, как прогнозные, так и предшествующие текущему состоянию (программа работы нефтепровода за предшествующие годы хорошо известна).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Механика деформирования и разрушения [Сб. научных трудов]. Екатеринбург: УрО РАН, 2001. 405 с. ISBN 5 – 7691 – 1255 – 7.
2. Колмогоров В. Л. Определение остаточного ресурса трубопровода // Нефтегазовая промышленность. Март. 2001.
3. Дергунов Н. П., Габигер В. В., Шаманин А. П. Об индивидуализированных моделях деградации и катастроф в элементах механических систем // Международная конференция Разрушение и мониторинг свойств металлов. Екатеринбург. Май 2001 г.
4. Дергунов Н. П. О современной теории надежности машин. Международная конференция "Разрушение и мониторинг свойств металлов". Екатеринбург. Май 2001 г.
5. Дергунов Н. П., Габигер В. В., Севостьянов А. Д., Чернышев Е. И. Схема процесса старения (модель параметрического отказа). Международная конференция "Разрушение и мониторинг свойств металлов". Екатеринбург. Май 2001 г.
6. Дергунов Н. П. Система диагностики. Международная конференция "Разрушение и мониторинг свойств металлов". Екатеринбург. Май 2001 г.
7. Дергунов Н. П., Габигер В. В., Севостьянов А. Д., Чернышев Е. И. Модель восстановления в современной теории надежности машин. Система синтеза ремонтных воздействий. Международная конференция "Разрушение и мониторинг свойств металлов". Екатеринбург. Май 2001 г.

8. Шаманин А. П. О долговечности магистральных и технологических трубопроводов. Международная конференция "Разрушение и мониторинг свойств металлов". Екатеринбург. Май 2001 г.

9. Шаманин А. П. Расчет остаточного ресурса нефтепроводов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: Сб. докладов Международной научно-технической конференции. Екатеринбург: УГГА, 2002. 186 с.

УДК 622.271.4:621.879:621.311

В. А. Голубев

НАДЕЖНОСТЬ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРОВ ЭКГ-8И

Проблема надежности экскаваторного электрооборудования является одной из наиболее важных на современном этапе развития горной техники и технологии.

Недостаточная надежность электрооборудования не только снижает эффективность использования экскаваторов, но и приводит к большому материальному ущербу.

С целью определения уровня и разработки путей повышения надежности электрооборудования экскаваторов собран и обобщен статистический материал об его отказах на карьерах Урала и Казахстана за 1977-1997 годы. При этом использовалась разработанная Институтом горного дела УрО РАН информационно-поисковая система (ИПС) с кодовым обозначением номенклатурного названия и адреса работы электрооборудования, его основных систем и подсистем, а также видов и причин их отказов.

В результате обработки полученного информационного массива определено количественное распределение отказов электрооборудования экскаваторов, выявлены наиболее ненадежные электрические машины и аппараты, а также характерные виды и причины их отказов.

Анализ материалов об отказах показал, что на экскаваторах ЭКГ-8И наиболее низкую надежность, например, в условиях Качканарского ГОКа имели: синхронный двигатель СДЭУ главного преобразовательного агрегата, кабельная сеть, генераторы и двигатели постоянного тока и схемы управления главными приводами; на которые приходится от 9,3 до 24,4 % отказов от общего их количества по всему электрооборудованию экскаватора и от 14,2 до 32,2 % простоев от общей их продолжительности.

В условиях комбината «Ураласбест» низкую надежность имеют: высоковольтная аппаратура, генераторы и двигатели постоянного тока и схемы управления главными приводами, на которые приходится от 11 до 45,5 % отказов от общего количества по всему электрооборудованию экскаватора и от 8,1 до 33,1 % простоев от общей их продолжительности. Аналогичная картина наблюдается на Соколовско-Сарбайском ГОКе (ССГОК), где отказы генераторов и двигателей постоянного тока, кабельной сети экскаватора и схемы управления главными приводами составляют от 11,5 до 34,2 % от общего их количества по всему электрооборудованию экскаватора, а простои от 9,1 до 31,5 % простоев от общей их продолжительности.

В расчете на один экскаватор в условиях Качканарского ГОКа в течение года приходится 3,7 отказа по генераторам постоянного тока, 5 отказов по двигателям постоянного тока и 5,1 отказа по схемам управления. Продолжительность простоев в расчете на один экскаватор по указанным видам электрооборудования составила соответственно 16,8; 28,5 и 15,2 ч.

В условиях комбината «Ураласбест» по упомянутым видам электрооборудования на один экскаватор приходится соответственно 4,2; 8,0 и 17,6 отказа и 34,9; 64,7 и 49,2 ч простоев.

В целом по всему комплексу электрооборудования экскаваторов ЭКГ-8И на каждый экскаватор в течение года приходится: 20,7 отказа в условиях Качканарского ГОКа, 39,0 отказов в условиях комбината «Ураласбест» и 17,1 отказа в условиях Соколовско-Сарбайского ГОКа. Продолжительность простоев в расчете на один экскаватор составила соответственно 88,5; 195,8 и 66,1 ч.

Анализируя данные об отказах всего комплекса электрооборудования, были выявлены также конкретные виды электрооборудования, из-за которых снижаются показатели надежности экскаватора. В процессе обработки полученных данных установлено, что по группе «генераторы

постоянного тока» наиболее низкую надежность имеют генератор подъема, генератор напора, генератор поворота, по группе «двигатели постоянного тока» – двигатели подъема, двигатели поворота. Например, на генераторы подъема ПЭМ-151-8К приходится 44,4 % отказов в условиях Качканарского ГОКа, 4,3 % – в условиях комбината «Ураласбест» и 46,1 % – в условиях Соколовско-Сарбайского ГОКа и соответственно 28,9; 49,2 и 47,6 % простоев от общей их продолжительности по всем генераторам экскаватора. В расчете на один экскаватор на генераторы подъема приходится 1,6 отказа и 4,9 ч простоя в условиях Качканарского ГОКа, 1,1 отказа и 10 ч простоя в условиях комбината «Ураласбест» и 0,7 отказа и 4,2 ч простоев в условиях Соколовско-Сарбайского ГОКа.

На двигатели подъема ДЭ-816 в условиях Качканарского ГОКа приходится 57,9 % отказов от общего их количества по двигателям постоянного тока, в условиях комбината Ураласбест – 34,1 % и в условиях ССГОКа – 40,2 %. Простои экскаваторов из-за отказов двигателя подъема соответственно составляют 51,6, 32,9 и 40,2 % от общей продолжительности простоев из-за отказов двигателей постоянного тока. В среднем в расчете на один экскаватор по двигателям подъема приходится: в условиях Качканарского ГОКа – 2,9 отказа и 14,7 ч простоя, в условиях Ураласбеста – 1,6 отказа и 12,1 ч простоя, в условиях ССГОКа – 1,6 отказа и 8,4 ч простоев.

На двигатели напора ДЭ-812 соответственно по указанным выше предприятиям приходится 17,3; 38,7 и 26,2 отказов и 18,7; 37,6 и 29,7 % простоев от общей их продолжительности. В расчете на один экскаватор на эти двигатели приходится на Качканарском ГОКе – 0,9 отказа и 5,3 ч простоя, на комбинате «Ураласбест» – 1,8 отказа и 14,3 ч простоя, на ССГОКе – 1,0 отказа и 6,2 ч простоев.

В процессе обработки информационного массива об отказах удалось определить характерные виды и причины отказов всего комплекса электрооборудования экскаваторов ЭКГ-8И. Например, у генераторов и двигателей постоянного тока были выявлены следующие характерные виды отказов: обгорание и оплавление коллекторных пластин, витковое замыкание обмотки якоря, износ коллектора, излом подшипника, излом щеточного аппарата. У генератора постоянного тока в условиях Качканарского ГОКа указанные виды отказов составляют от 7,1 до 24,2 % по количеству и от 11,0 до 19,6 % по продолжительности простоев. В условиях комбината «Ураласбест» выход из строя генераторов постоянного тока по указанным выше видам отказов составляет 8 ... 44,3 % по количеству и от 7,5 до 44,8 % по продолжительности простоев, в условиях ССГОКа соответственно от 5,5 до 27,8 % и от 6,5 до 42,5 %. У двигателей постоянного тока указанные выше виды отказов составляют: в условиях Качканарского ГОКа – от 6 до 21,8 % по количеству и от 13 до 26,5 % по продолжительности простоев; в условиях комбината «Ураласбест» – от 6 до 18,4 % по количеству и от 8,3 до 22,4 % по продолжительности простоев; в условиях Соколовско-Сарбайского ГОКа соответственно от 6,5 до 43 % и от 5,8 до 52,5 %.

При анализе и оценке эксплуатационной надежности электрооборудования экскаваторов важно не только выявление наиболее слабых и ненадежных систем, подсистем и характерных видов их отказов, но и установление обоснованных причин их возникновения. Анализ данных эксплуатации свидетельствует о том, что основными причинами частных отказов генераторов и двигателей постоянного тока являются: старение изоляции, воздействие вибрации и ударных нагрузок, неудовлетворительное техническое обслуживание, заводской дефект, перегрузка, естественный износ, неправильная центровка и т. д. В условиях Качканарского ГОКа на эти причины приходится: по генераторам – от 5,1 до 19,2 % отказов с продолжительностью простоев от 9,1 до 18,9 % от общей их продолжительности по всем причинам (их 16); по двигателям постоянного тока – от 6 до 17,3 % отказов, продолжительность которых составляет от 5,4 до 16,7 % простоев. В условиях комбината «Ураласбест» на упомянутые выше причины отказов приходится: по генераторам – от 8 до 20,4 % с продолжительностью простоев от 6,5 до 18,5 %; по двигателям постоянного тока – от 5,1 до 19,8 % с продолжительностью простоев от 5,2 до 20,2 %.

В схемах управления главными приводами выявлены следующие характерные виды отказов: повреждение контактов, замыкание в цепях управления, нарушение установленных наладочных параметров, повреждение диодов, на которые приходится от 14,4 до 32,1 % отказов и от 12,2 до 25,7 % простоев. Основными причинами этих видов отказов являются: механические повреждения, воздействие вибрации и ударных нагрузок, воздействие температуры, разрегулирование. На экскаваторах ЭКГ-8И на эти причины отказов в схемах управления приходится от 9,6 до 22 % отказов от общего их количества и от 7,7 до 18,4 % простоев от общей продолжительности простоев.

Если причины отказов электрооборудования экскаваторов сгруппировать по условиям эксплуатации, технического обслуживания, конструирования, режимов управления, то можно получить оценку факторов, влияющих на его надежность. В процессе обработки полученных статистических данных на этой основе установлено, что, например, у генераторов подъема ПЭМ-151-8К 15 % отказов обусловлено горнотехническими условиями эксплуатации, 14 % – погодно-климатическими условиями эксплуатации, 30 % отказов обусловлено конструктивными недостатками, 18 % – стратегией восстановления, 17 % – режимами управления и 8 % – факторами материально-технического обеспечения. У генератора поворота ПЭМ-141-4К 13 % отказов обусловлено горнотехническими условиями, 15 % отказов – погодно-климатическими условиями, 28 % – конструктивными недостатками, 18 % – стратегией восстановления, 17 % – режимом управления и 7 % – факторами материально-технического обеспечения. Аналогичная картина наблюдается и по двигателям постоянного тока. Так, у двигателя напора ДЭ-812 25 % отказов обусловлено горнотехническими условиями эксплуатации, 20 % – погодно-климатическими условиями, 35 % – конструктивными недостатками, 10 % – стратегией восстановления, 10 % – режимами управления. Анализ приведенных данных свидетельствует о том, что наибольшее количество отказов генераторов и двигателей постоянного тока экскаваторов обусловлено конструктивными недостатками самих электрических машин. Следовательно, для повышения надежности электрооборудования экскаваторов ЭКГ-8И необходимо прежде всего создать новые машины постоянного тока, отвечающие специфическим условиям открытых горных работ (ОГР) и лишенные выявившихся в эксплуатации конструктивных недостатков. Создание таких электрических машин для экскаваторов возможно только при полном учете еще на стадии проектирования технических требований предприятий, эксплуатирующих эти машины. Исходя из этого, Институт горного дела УрО РАН разработал и выдал предприятиям электротехнической промышленности в установленном порядке тематическую карточку и технико-экономические требования на создание и освоение в производстве новых генераторов подъема и поворота, двигателей подъема и напора. Однако, предприятия и организации электрической промышленности, ответственные за создание этих машин, в силу различных финансовых и технических причин работ по освоению нового экскаваторного электрооборудования проводят в недостаточном темпе и объеме.

УДК 621.643

Н. П. Дергунов

НОВЫЕ АСПЕКТЫ ТЕОРИИ НАДЕЖНОСТИ ГОРНЫХ МАШИН

Математические модели теории надежности горных машин могут быть разбиты на две большие группы [1]. Первая группа – это структурные модели. Они основаны на логических схемах взаимодействия элементов, входящих в систему с точки зрения сохранения работоспособности системы в целом. При этом используют статистическую информацию о надежности элементов без привлечения сведений о физических свойствах материалов, деталей и соединений, о внешних нагрузках и воздействиях, о механизмах взаимодействия между элементами. Структурные модели представляют в виде блок-схем и графов (например, деревьев событий), а исходную информацию задают в виде известных значений вероятности безотказной работы элементов, интенсивности отказов и т. п.

Другая группа математических моделей теории надежности (традиционные направления теории надежности машин и конструкций) учитывает механические, физические и другие реальные процессы, которые ведут к изменению свойств объекта и его составляющих (статистический анализ нагрузок, воздействий и механических свойств материалов, обоснование расчета выбранных нагрузок и их сочетаний, методология назначения коэффициента запаса). Поведение этих объектов существенным образом зависит от их взаимодействия с окружающей средой, от характера и интенсивности процессов эксплуатации. Для предсказания поведения деталей машин и эле-

ментов необходимо рассматривать процессы текущего деформирования, изнашивания, накопления повреждений и разрушения при текущих переменных нагрузках, температурных и других внешних воздействиях. Причем принципиальное значение имеет учет истории нагружения каждого элемента конструкции машины, что позволяет уточнить расчет текущего износа. Мы выбираем путь для оценки показателей надежности, основанный на применении второй группы моделей нового направления: разработки методов прогнозирования вектора выходных параметров машины (служебных свойств) $X(t)$ и прогнозирования соответствующей параметрической надежности, когда моделью параметрического отказа является математическое описание изменений указанных параметров с течением времени с учетом физики происходящих явлений и максимально приближенным к реальным объектам с широким использованием статистического вычислительного эксперимента. Опасность выхода рассматриваемых параметров за установленные пределы формирует показатели надежности всей системы. $X_{max}(t)$ - максимальное по времени значение вектор-функции $X(t) = (X_1(t), X_2(t), \dots, X_n(t))$ оценивает диапазон требований потребителя по времени к предельным значениям показателей машины. Для многих машин можно принять такую модель возникновения параметрического отказа, когда вначале определяется область состояния выходных параметров (область их нахождения в определенных границах с заданной вероятностью), а затем рассматривается постепенное изменение этой области в результате медленно действующих процессов [1].

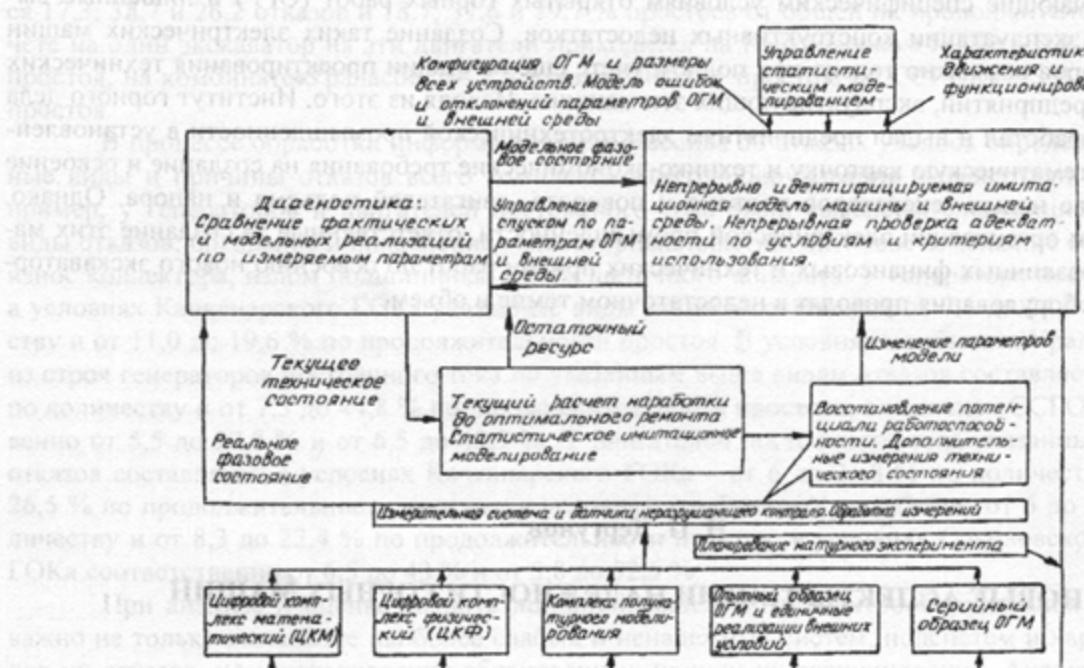


Рис. 1. Схема использования информационных систем в жизненном цикле объектов горного машиностроения (ОГМ)

Главной причиной необратимого изменения технических характеристик машин в период их использования является износ основных сопряжений и механизмов. При расчетах необходимо определять форму изношенной поверхности сопряжений, изменение относительного положения сопряженных тел в результате износа, изменение системы сил и, в первую очередь, эпюры контактных напряжений (давлений), продолжительность периода макроприработки трущихся тел, влияние износа на выходные параметры трибосистемы, в том числе на ее динамические характеристики и другие. В исследованиях последних лет все чаще стремятся получить законы, описывающие ход процесса старения или разрушения как функцию времени [1–3]. В этих работах предложены различные способы определения статистических характеристик нагрузок, воздействий и фазовых координат системы, по которым уже можно с некоторой точностью рассчитать текущие характеристики скорости изменения параметров надежности и на основе этого осуществить про-

тно расхода ресурса. Основная задача теории надежности – оценка вероятности безотказной работы на заданном отрезке времени – сводится либо к задаче о выбросах случайных процессов в пространстве качества системы за допустимые области в этом пространстве [1], либо к задаче получения методом Монте-Карло текущего закона распределения скорости износа каждого отдельного элемента машины. В работе [3] предложено математическое ожидание и дисперсию потенциала работоспособности получать на основе решения специального детерминированного дифференциального уравнения для потенциала работоспособности (“имитационная модель одновременно протекающих процессов старения и восстановления”).

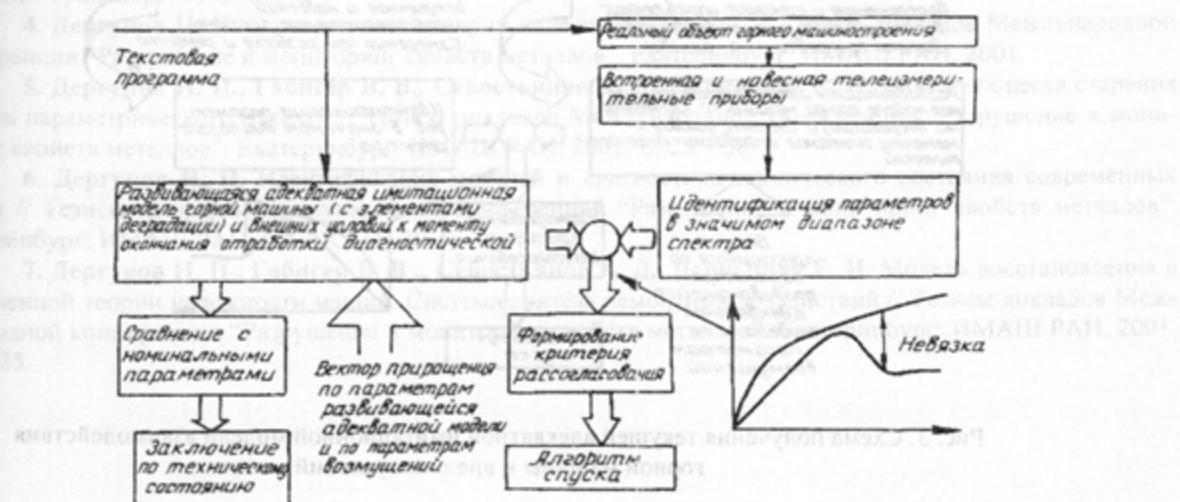


Рис. 2. Схема диагностики с использованием текущей адекватной имитационной модели взаимодействия горной машины и внешних условий

Однако случайный процесс качества, как и закон распределения скорости износа, определяется случайными процессами нагрузок и воздействий, реализации которых в необходимом количестве для получения статистической точности оценок могут быть получены только из статистического имитационного моделирования функционирования машины. В этом случае имитационная модель функционирования машины должна быть развивающейся и содержать многомерные онтологические и феноменологические модели зависимости текущей скорости износа элементов машины от всех значимых текущих нагрузок и фазовых координат системы. При имитационном моделировании генерируется скорость износа для каждого текущего момента времени вычислительного эксперимента вплоть до отказа одного из элементов машины. При этой модели отказа не требуется определять статистические характеристики случайных процессов по нагрузкам и воздействиям. Поэтому мы используем статистическое моделирования системы до отказа (проведения вычислительных экспериментов с адекватной моделью системы, погруженной во внешнюю среду и промышленные условия) с определением закона распределения наработок. При этом используется апробированная многолетней практикой имитационная модель конкретной машины с многомерными онтологическими или феноменологическими моделями для определения текущих скоростей износа по текущим нагрузкам, фазовым координатам системы, по текущим условиям и воздействиям на систему. Такая система (рис. 1) позволяет шире использовать эксплуатацию машин и сооружений по техническому состоянию, назначая каждый раз допустимый срок (наработка) до следующей инспекции, а также увереннее применять методы неразрушающего контроля и технической диагностики (при определенных условиях ограничиваться выборочным контролем по планам, которые обеспечивают при наличии закона распределения наработок требуемый уровень надежности, оптимизируя по различным критериям эксплуатации).

Широкое применение средств технической диагностики позволяет отслеживать техническое состояние конструкции или машины, предупреждать приближающиеся отказы, выбирать оп-

меров необходимо рассмотреть процессы текущего изображения, изменения, когда оптимальные планы технического обслуживания и ремонта и вовремя переходит на щадящий режим эксплуатации. Наблюдение фазовых координат имитационной системы в процессе функционирования системы в рабочем режиме или при проведении спланированных экспериментов резко расширяет возможности системы диагностирования. Особенно информативны различного рода счетчики и индикаторы нагруженности, поврежденности и ресурса: в авиации уже длительное время используют десятки и более встроенных датчиков в штатном режиме работы (датчики перегрузок, углов, угловых скоростей, виброперегрузок в различных местах конструкции и т. д.).

параметров с точностью

запоминают в реальном времени

периодически. Определяются

значимыми на

функции и

предельные

согласно

параметров (области

расматривается

процесс [1].



Рис. 3. Схема получения текущей адекватной имитационной модели взаимодействия горной машины и внешних условий

Встроенные системы параметрического диагностирования значительно облегчают и ускоряют постановку диагноза и могут осуществлять мониторинг без выдачи диагностического заключения о неисправностях, оставляя заключение оператору, пилоту, техническому персоналу. На рис. 2 изображена предлагаемая схема диагностической системы [4 - 6].

Используется также параллельная система сопровождения по идентификации и проверке адекватности имитационной модели (рис. 3). При необходимости (в случае выхода системы за границу адекватности) проводятся уточнения модели, физические эксперименты, повышение точности идентификации моделей деградации (развивающаяся имитационная модель постепенного отказа [5]). Описанная методология оценки надежности и остаточного (безопасного) срока службы технического объекта позволяет разработать новую схему принятия решений о его дальнейшей эксплуатации с учетом обратной связи через системы диагностики и системы выработки ремонтных воздействий [6, 7].

Предлагаемая модель идентифицируется по фрагментам функционирования системы и по специальным экспериментам, планируемым при изменении режимов работы машины или целей, для которых она используется, постоянно проверяется на адекватность по невязке реального и модельного функционирования. Онтологические и феноменологические многомерные регрессионные функции скоростей износа наблюдаемых деталей машины от многомерного вектора нагрузок на них и вектора состояния системы (многомерная поверхность отклика) по мере уточнения математического описания машины (идентификации по мере появления фактов функционирования), уточнения целей использования машины и условий эксплуатации должны проверяться на адекватность и соответственно корректироваться. Имитационные модели уже имеются и апробированы практически во всех отраслях промышленности.

1. Машиностроение: Энциклопедия / Ред. совет: К. В. Фролов (пред.) и др; М.: Машиностроение. Т.3-4: "Надежность машин" / В. В. Клюев, В. В. Болотин, Ф. Р. Соснин и др; М.: Машиностроение, 1998. С.39, 61-64, 70, 84, 289-333.

2. Проников А. С. Макротрибология – основа теории параметрической надежности машин // Труды Международной конференции "Надежность и качество в промышленности, энергетике и на транспорте". Часть 2. Самара: СГТУ, 1999. С. 34.

3. Ремонт автомобилей: Учебник для вузов / Л. В. Дехтеринский и др.: Под ред. Л. В. Дехтеринского. М.: Транспорт, 1992. 295 с.

4. Дергунов Н. П. О современной теории надежности машин // Тезисы докладов Международной конференции "Разрушение и мониторинг свойств металлов". Екатеринбург: ИМАШ РАН, 2001.

5. Дергунов Н. П., Габигер В. В., Севостьянов А. Д., Чернышев Е. И. Схема процесса старения (модель параметрического отказа) // Тезисы докладов Международной конференции "Разрушение и мониторинг свойств металлов". Екатеринбург: ИМАШ РАН, 2001. С. 25 – 28.

6. Дергунов Н. П. Идентификация моделей и диагностика технического состояния современных машин // Тезисы докладов Международной конференции "Разрушение и мониторинг свойств металлов". Екатеринбург: ИМАШ РАН, 2001. С. 18–20.

7. Дергунов Н. П., Габигер В. В., Севостьянов А. Д., Чернышев Е. И. Модель восстановления в современной теории надежности машин. Система синтеза ремонтных воздействий // Тезисы докладов Международной конференции "Разрушение и мониторинг свойств металлов". Екатеринбург: ИМАШ РАН, 2001. С. 20–25.

Н. П. Косарев, В. В. Молодцов, С. А. Тимухин, С. В. Белов, С. А. Узоров, В. В. Шлеймин

ПУТИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ НА ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВКАХ ШАХТ ОАО «СЕВУРАЛБОКСТРУД»

Очистная выработка на шахтах ОАО «Севуралбоксстрой» ведется в настоящее время на глубине 300–1000 м, а горючие горючие работы – на 1000–1200 м и более. Такая глубина шахт и значительная обводненность месторождения, усугубляемая вероятностью внезапных прорывов воды, предопределила сложную (3- и в ряде случаев 4-стадиенную) схему шахтного водоотлива с большим количеством насосных агрегатов, установленных в насосных камерах.

Стационарные насосы 14Мх4, хорошо зарекомендовавшие себя в условиях шахт ОАО «Севуралбоксстрой», в большинстве случаев отработали свой технический ресурс. Они все более интенсивно заменяются моноблоками секционных высоконапорных насосов типа ЦНС-500 и ЦНСГ-850. Общее их число проектируется в настоящее время третью часть всего насосного парка шахтного водоотлива (по трем самым крупным шахтам ОАО «Севуралбоксстрой»).

Суммарная энергоемкость одновременно работающих насосных агрегатов по всем насосным камерам днища шахт составляет величину порядка 12–14 МВт, и поэтому проблема энергосбережения в водоотливном хозяйстве предприятия, являющимся основным потребителем электроэнергии, имеет первостепенное значение.

Проводимая техническим персоналом предприятия работа в этом направлении не решает пока данной проблемы в достаточную полной мере. Поэтому существует необходимость разработки, внедрения и реализации комплекса дополнительных мероприятий по энергосбережению в водоотливном хозяйстве шахт, особенно в части снижения мощности насосных агрегатов в часы максимумов нагрузок в электросети системы (ЭЭС).

Не останавливаясь на уже проводимых мероприятиях, рассмотрим техническую сущность предлагаемых здесь решений по энергосбережению на шахтных водоотливных установках ОАО «Севуралбоксстрой».

Анализ условий и режимов эксплуатации водоотливных насосных установок (под термином «уставка» здесь подразумевается совокупность рабочего в агрегатах и трубопроводами стока с оценкой энергетической эффективности такой совокупности по объему КПД установки или по ее удельной энергоемкости) шахт СУБР показывает, что характерным для большинства насосных агрегатов (особенно с секционными насосами) является избыточность напорности насосов,

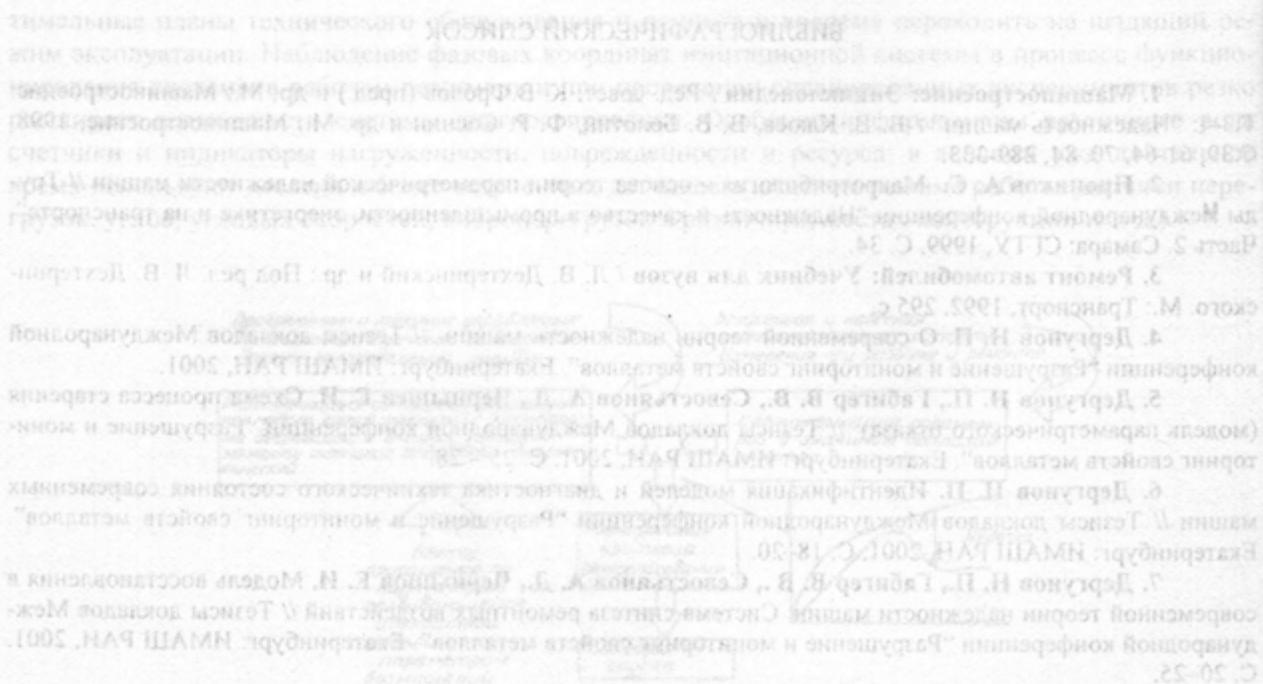


Рис. 3. Схема получения текущей диагностической информации о состоянии машины на основе ее взаимодействия с оператором

Встроенные системы параметрического диагностирования значительно облегчают и ускоряют постановку диагноза и могут осуществлять мониторинг без выдачи диагностического заключения о неисправности, оставляя заключение оператору, пилоту, техническому персоналу. На рис. 2 изображена предлагаемая схема диагностической системы [4 - 6].

Используется так же параллельная система сопровождения по идентификации и проверке адекватности имитационной модели (рис. 3). При необходимости (в случае выхода системы за границу адекватности) проходит уточнение модели, физические эксперименты, повышение точности идентификации моделей (переход к разрабатываемой имитационной модели постепенного отказа [5]). Оценивается долгосрочная оценка надежности и остаточного (безоценочного) срока службы технического объекта позволяет разработать новую схему принятия решений в его дальнейшей эксплуатации с учетом обратной связи через системы диагностики и системы выработки ремонтных воздействий [6, 7].

Предлагаемая модель идентифицируется по фрагментам функционирования системы и по специальным экспериментам, планируемым при изменении режимов работы машины или целей, для которых она используется, постоянно проверяется на адекватность по критериям реального и модельного функционирования. Онтологические и феноменологические микромирные регрессионные функции скроются износа износляемых деталей машины от многошерного вектора нагрузок на них и сектора состояния системы (многогранная поверхность структура) по мере уточнения математического описания машины (идентификации по мере появления новых функционирований), уточнения целей использования машины и условий эксплуатации должны превратиться на адекватность и соответственно корректироваться. Имитационные модели уже имеются и апробированы практически во всех отраслях промышленности.

При этом потери напора в трубопроводе зависят от гидравлического сопротивления каждого участка и от расхода воды.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ

Использование горнодобывающей техники в горнодобывающей промышленности ведет к значительным потерям энергии. Важнейшим фактором, определяющим эффективность горнодобывающей промышленности, является производительность горнодобывающей техники. Для повышения производительности горнодобывающей техники необходимо улучшить условия ее эксплуатации, что может быть достигнуто путем оптимизации параметров горнодобывающей техники и снижения износа. Для этого необходимо провести комплексную оценку состояния горнодобывающей техники и разработать соответствующие меры по ее восстановлению и модернизации. Важной задачей является также оптимизация режимов работы горнодобывающей техники, что позволит повысить ее производительность и снизить износ.

УДК 656.342.071.8

Н. П. Косарев, В. В. Молодцов, С. А. Тимухин, С. В. Белов, С. А. Упоров, В. В. Шлейвин

ПУТИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ НА ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВКАХ ШАХТ ОАО «СЕВУРАЛБОКСИТРУДА»

Очистная выемка на шахтах ОАО «Севуралбокситруда» ведется в настоящее время на глубине 800-1000 м, а горноподготовительные работы – на 1000-1200 м и более. Такая глубина шахт и значительная обводненность месторождения, усугубляемая вероятностью внезапных прорывов воды, предопределили сложную (3- и в ряде случаев 4-ступенчатую) схему шахтного водоотлива с большим количеством насосных агрегатов, устанавливаемых в насосных камерах.

Сpirальные насосы 14M8x4, хорошо зарекомендовавшие себя в условиях шахт ОАО «Севуралбокситруда», в большинстве случаев выработали свой технический ресурс. Они все более интенсивно заменяются мощными секционными высоконапорными насосами типа ЦНС-500 и ЦНСГ-850. Общее их число превышает в настоящее время третью часть всего насосного парка главного водоотлива (по трем самым крупным шахтам ОАО «Севуралбокситруда»).

Суммарная энергоемкость одновременно работающих насосных агрегатов по всем насосным камерам данных шахт составляет величину порядка 12-14 МВт, и поэтому проблема энергосбережения в водоотливном хозяйстве предприятия, являющем основным потребителем электроэнергии, имеет первостепенное значение.

Проводимая техническим персоналом предприятия работа в этом направлении не решает пока данной проблемы в достаточно полной мере. Поэтому существует необходимость разработки, апробации и реализации комплекса дополнительных мероприятий по энергосбережению в водоотливном хозяйстве шахт, особенно в части снижения мощности насосных агрегатов в часы максимумов нагрузок в электроэнергетической системе (ЭЭС).

Не останавливаясь на уже проводимых мероприятиях, рассмотрим техническую сущность предлагаемых здесь решений по энергосбережению на шахтных водоотливных установках ОАО «Севуралбокситруда».

Анализ условий и режимов эксплуатации водоотливных насосных установок (под термином «установка» здесь понимается неотъемлемая совокупность насоса и всего трубопроводного става с оценкой энергетической эффективности такой совокупности по общему КПД установки или по ее удельной энергоемкости) шахт СУБРа показывает, что характерным для большинства насосных агрегатов (особенно с секционными насосами) является избыточная напорность насосов,

приводящая к значительным потерям энергии на сливе из трубопроводных ставов. Избыточная напорность насосов, закладывающаяся еще при их выборе, обусловлена тем, что современные секционные насосы имеют весьма значительные напоры на одно рабочее колесо (80 – 120 м и более).

Парк насосов главного водоотлива шахт ОАО «Севуралбокситруда»

Шахта «Черемуховская»:

Тип насоса	Количество	Место установки (насосная камера)
ЦНСГ-850-360	6	горизонт – 680 м.
14M8x4	8	ствол ВС № 1, горизонт – 430м
14M8x4	6	ствол № 9 бис, горизонт – 130м
14M8x4	8	ствол № 8 бис, горизонт – 130м

Итого по шахте: 28 насосов главного водоотлива

Шахта «Калынская»:

Тип насоса	Количество	Место установки (насосная камера)
ЦНС-500-480	7	ствол № 13 бис, горизонт – 140 м
14M8x4	6	ствол № 13 бис, горизонт – 500 м
ЦНС-500-480	7	2 вспомогат. ствол (строящаяся станция), гор. – 860 м

Итого по шахте: 20 насосов главного водоотлива

Шахта «Красная Шапочка»:

Тип насоса	Количество	Место установки (насосная камера)
14M8x4	6	ствол № 15 бис, горизонт – 140 м
14M8x4	6	ствол № 15 бис, горизонт – 455 м
ЦН 400-210	3	участковый, горизонт – 650 м.
ЦНС-500-480	4	ствол № 14 бис, горизонт – 140 м
ЦНСГ-850-360	1	
14M8x4	4	
14M8x4	6	ствол № 14 бис, горизонт – 500 м
ЦНСГ-850-480	1	
ЦНС-500-400	1	
ЦНСГ-850-360	5	гор. – 740 м

Итого по шахте: 37 насосов главного водоотлива

Всего насосов по действующим насосным станциям трех шахт ОАО «Севуралбокситруда» – 85 единиц

Реализация избыточной напорности секционных насосов для целей энергосбережения может быть осуществлена следующим образом.

При последовательном соединении двух однотипных насосов, расположенных на разных горизонтах (соседних ступенях водоотлива), их избыточные напорности в сумме могут превзойти напорность одного рабочего колеса. Следовательно, возникает техническая возможность снятия одного рабочего колеса у верхнего насоса, что целесообразно прежде всего с точки зрения энергосбережения, т. к. снятие одного колеса у насоса типа ЦНС-500 приводит к снижению входной мощности насоса на 160-170 кВт, а у насоса ЦНСГ-850 – на 420-450 кВт. На водоотливных установках СУБРа подобное соединение насосов принципиально возможно в нескольких случаях. Например, по каскаду насосов типа ЦНС-500 (насосные камеры гор.-500 м и гор.-140 м шахты № 14) и по каскаду насосов типа ЦНСГ-850 (насосные камеры гор.-740 м и гор.-500 м шахты № 14). В первом случае избыточная напорность двух насосов (ЦНС-500-400 и ЦНС-500-480) составляет около 100 м, а во втором случае (насосы ЦНСГ-850-360 и ЦНСГ-850-480) – около 160 м. Следовательно, имеется полная техническая возможность снятия рабочих колес с заменой двигателей этих насосов на менее мощные. Данные каскады насосов целесообразно использовать в первую очередь

в качестве потребителей – регуляторов мощности для снижения нагрузки в целом по шахте в часы максимумов.

Для целей энергосбережения можно использовать также высокий уровень резервирования насосного оборудования СУБровских водоотливов и, в частности, нагнетательных трубопроводных ставов путем включения двух из них (из 3-х) в параллельную работу от одного насоса (см. рисунок).

При этом потери напора в трубопроводном ставе существенно снижаются (в квадрате от скорости воды), однако возрастет мощность на зажимах электродвигателя, что в некоторых случаях может привести его к перегреву.

Использовать снижение потерь напора (энергии) в сдвоенных трубопроводных ставах можно за счет соответствующего снижения напорной характеристики и кривой мощности насоса, что наиболее просто и эффективно достигается подрезкой рабочих колес (не более 20 % по диаметру). Причем, у спиральных насосов допускается подрезка всего колеса, а у секционных – только лопаток с оставлением дисков. При этом снижение входной мощности насоса $\Delta N'$ (см. рисунок) может быть определено из выражения:

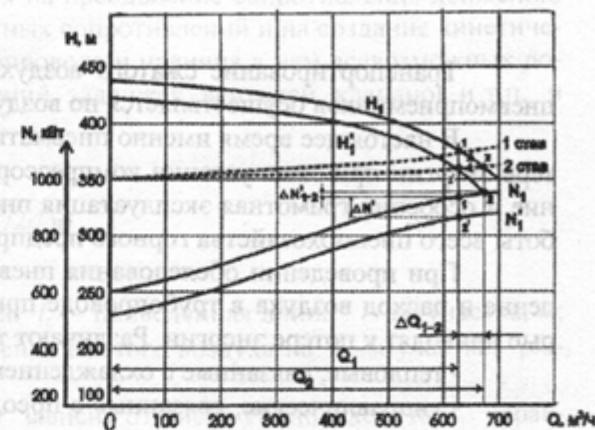
$$\Delta N' = Q_1 \cdot \Delta H_{tr} \cdot \rho \cdot g / 1000 \cdot 3600 \cdot \eta_1, \text{ кВт},$$

где Q_1 , η_1 – подача и КПД насоса в расчетном режиме его работы; ΔH_{tr} – снижение потерь напора в трубопроводном ставе за счет параллельного включения двух трубопроводов; ρ – плотность шахтной воды.

Подобное мероприятие в принципе возможно для реализации на всех насосных станциях, имеющих три нагнетательных трубопроводных става, что характерно для рассматриваемых условий. При этом снижение входной мощности насоса, например, для типовой насосной станции гор. - 130 м ствола № 8 бис ш. «Черемуховская» с насосами 14М8x4 составляет величину порядка 50-60 кВт (при снижении потерь напора в трубопроводном ставе на 20-22 м).

Однако, самым простым и эффективным энергосберегающим мероприятием на водоотливных установках шахт ОАО «Севуралбокситруда» может явиться подрезка рабочих колес как спиральных, так и секционных насосов. Величина подрезки должна устанавливаться индивидуально по каждой насосной камере и типу насоса. Снижение за счет подрезки двух рабочих колес входной мощности, например, насоса ЦНСГ-850-360 (углубочный уклон ш. «Черемуховская», гор. 680 м) составляет величину порядка 280 кВт, что свидетельствует о весомой отдаче таких мероприятий.

Реализация рассмотренных мероприятий в целом может обеспечить снижение электрической нагрузки на 2-2,5 МВт, что является существенным вкладом в энергосбережение на предприятии.



Параллельное включение двух трубопроводных ставов:

H_1 , H_1' и H_2 , H_2' – кривые мощности и напора насоса с неподрезанными и подрезанными колесами; ΔH_{1-2} и ΔN_{1-2} – увеличение мощности и подачи насоса при его переключении на два става

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ПНЕВМОСЕТЯХ РУДНИЧНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

Транспортирование сжатого воздуха от компрессорной станции шахты или рудника до пневмоприемников осуществляется по воздухопроводным сетям или пневмосетям.

В настоящее время именно пневматические сети являются обычно местом наибольших потерь энергии при эксплуатации компрессорных установок [1], поэтому правильное проектирование и особенно грамотная эксплуатация пневмосетей – непременное условие эффективности работы всего пневмохозяйства горного предприятия.

При проведении обследования пневмосетей нужно знать, как меняется температура, давление и расход воздуха в трубопроводе при наличии охлаждения, сопротивления и утечек, которые приводят к потере энергии. Различают три вида потерь энергии в пневмосетях:

- тепловые, связанные с охлаждением воздуха, протекающего по пневмосети;

- гидравлические, связанные с преодолением различного рода сопротивлений при движении сжатого воздуха по пневмосети;

- объемные, связанные с утечками, обусловленными негерметичностью пневмосетей.

На пути от компрессорной станции к потребителям сжатый воздух неизбежно теряет часть тепловой энергии, приобретенную им при сжатии его в компрессоре. Анализируя течение сжатого воздуха в пневмосети, надо учитывать изменение влажности газа и возможную конденсацию водяного пара, находящегося в нем.

В начале пневмосети относительная влажность сжатого воздуха меньше единицы. В результате снижения давления, вызванного сопротивлением трубопровода, и охлаждения газа относительная влажность изменяется. Причем, поскольку снижение давления происходит менее интенсивно, чем охлаждение воздуха в трубопроводе, относительная влажность газа растет. На некотором расстоянии от компрессорной станции, величина которого зависит от влажности и температуры атмосферного воздуха и от градиентов температуры и давления сжатого воздуха в трубопроводе, относительная влажность транспортируемого воздуха достигает единицы и в трубопроводе начинается конденсация влаги. Поскольку парциальное давление водяного пара в сжатом воздухе обычно на два-три порядка меньше абсолютного давления смеси, то конденсация части пара не вызывает ощутимого изменения давления воздуха. Однако, если не принимать меры к удалению из трубопровода сконденсировавшейся влаги, возможно скопление конденсата в трубах и образование водяных пробок, которые могут вызвать значительные потери давления воздуха. Поскольку при конденсации водяного пара выделяется тепло фазового перехода, на участке трубопровода, где происходит влаговыпадение в потоке воздуха, температура остается примерно постоянной и по мере снижения давления относительная влажность уменьшается – конденсация пара прекращается. Если температура среды, окружающей трубопровод сжатого воздуха, достаточно низкая, то при дальнейшем охлаждении воздуха может появиться еще одна зона влаговыпадения в трубопроводе.

Вследствие изменения атмосферных условий зона влаговыпадения перемещается вдоль трубопровода, поэтому необходимо при проектировании пневмосетей предусматривать такое расположение влагоотделителей в сети, которое обеспечивало бы удаление накапливающегося конденсата из трубопровода при любых возможных положениях зоны влаговыпадения в сети. При правильной организации сбора и удаления конденсата из пневмосети влаговыпадение при транспортировании сжатого воздуха не оказывает сколько-нибудь заметного влияния на работу пневмоустановки. Если же удаление конденсата из трубопровода периодически или непрерывно не производится, влага скапливается в самых низких точках пневмосети, образуя водяные пробки, наличие которых может привести к существенным потерям давления и снижению эффективности работы пневмоприемников. Кроме того, содержание капельной влаги в сжатом воздухе, поступающем к потребителям пневмозергии, ухудшает условия их работы и увеличивает вероятность обмерзания выхлопных окон.

Особенно тщательно должен исследоваться процесс влаговыпадения в пневмосетях в зимнее время, когда возможно замерзание влаги, накапливающейся в трубопроводе.

Гидравлические потери энергии от компрессорной станции до потребителей определяются суммированием потерь давления в отдельных элементах пневмосети, последовательно соединенных между собой. Эти потери давления затрачиваются на преодоление сопротивления движению сжатого воздуха по длине трубопровода с учетом местных сопротивлений и на создание кинетической энергии, т. е. зависят от длины и диаметра трубопровода и наличия в нем всевозможных дополнительных сопротивлений в виде колен, ответвлений, задвижек, вентилей, клапанов и т.п. и могут быть определены по формуле, Па:

$$\sum_{i=1}^n \Delta P_i = \sum \lambda (l_i v_i^2 / 2d) \rho , \quad (1)$$

где λ - коэффициент гидравлических сопротивлений; l_i - приведенная длина i -го участка, м; d - диаметр i -го участка, м; v_i - скорость движения сжатого воздуха на i -м участке; ρ - плотность сжатого воздуха, кг/м³.

Коэффициент гидравлических сопротивлений зависит от числа Рейнольдса (Re), характеризующего вид движения потока текучего (ламинарный или турбулентный). Этому вопросу посвящено много теоретических и экспериментальных исследований, на основе которых выведен ряд расчетных формул. Для инженерных расчетов пневмосетей можно использовать полуэмпирическую формулу Ф. А. Шевелева [2], выведенную для стальных труб с естественной шероховатостью:

$$\lambda = 0,021/d^{0.3} . \quad (2)$$

Утечки сжатого воздуха из пневмосети являются обычно причиной наибольших потерь энергии в компрессорных установках. Проведенные кафедрой горной механики УГГГА (СГИ) исследования показали, что иногда утечки составляют 50 % и более от производительности компрессорной станции. Поэтому достаточно точное представление о факторах, определяющих величину утечки сжатого воздуха в пневмосети, важно знать при обследовании пневмохозяйства промышленного предприятия.

При движении сжатого воздуха от компрессорной станции до пневмоприемников неизбежные утечки представляют собой не просто потери количества, которые лимитируются нормативами в процентах от полезного расхода воздуха потребителями, а влекут за собой дополнительные потери давления.

Большое значение имеет установление мест утечки, формы и размеров неплотностей, а также режима движения потока при истечении через неплотности. В общем зависимость утечки от различных факторов можно выразить в следующем виде [2]:

$$Q_y = f(d; P; n; l; a_{np}; F_n; k_w) , \quad (3)$$

где d - диаметр воздухопровода; P - давление сжатого воздуха; n - число фланцев (или сварных стыков) на единицу длины трубопровода; l - длина трубопровода; a_{np} - характеристика прокладки (материал, толщина, площадь и др.); F_n - сила натяжения соединительных болтов фланцев; k_w - характеристика неплотности (форма щели, отношение площади канала к длине, шероховатость стенок щели и др.).

Кроме перечисленных факторов остаются еще неучтенные степень негерметичности сварного шва, наличие перекосов в стыках трубопроводов, неравномерность толщины прокладок, качество соединяемых поверхностей прокладки и фланца.

Отсюда можно сделать вывод, что расчет утечек сжатого воздуха может быть построен только на базе эксперимента с помощью эмпирических формул.

Учитывая изменения температуры и влажности при движении сжатого воздуха по пневмосети, можно рекомендовать проводить эксплуатацию следующим образом.

При бестраншейной прокладке трубопровода необходимо теплоизолировать участки возможного влаговыпадения и устанавливать на них влагоотделители. При прокладке трубопровода в траншее необходимо обеспечить достаточную теплоизоляцию его, чтобы предотвратить возможность замерзания в трубопроводе конденсата, а также установить влагоотделитель с автоматическим выпуском накапливающейся в нем влаги.

Для уменьшения гидравлических потерь энергии должны быть выбраны правильные диаметры трубопроводов.

Чтобы определить диаметр трубопровода, необходимо знать потери давления на данном участке ΔP_i , связь которых с диаметром записывается уравнением (1).

Выражая скорость движения воздуха через расход и площадь поперечного сечения трубопровода и подставляя данные значения в (1), получим выражение для определения диаметра трубопровода, м

$$d_i = \sqrt{\frac{5}{\lambda \cdot l_i (V_i \cdot \rho_0)^2 / 450 \cdot \pi^2 \cdot \rho \cdot \Delta P_i}}, \quad \text{где } \lambda \text{ - коэффициент трения, } l_i \text{ - длина участка, } V_i \text{ - объемный расход воздуха при нормальных условиях (н.у.), } m^3/\text{мин; } \rho_0 \text{ - плотность воздуха при н.у. (} \rho_0 = 1,293 \text{ кг/}m^3 \text{).}$$

Исходя из предварительно заданных максимальной потери давления до самого удаленного участка ΔP_{max} и длины воздухопровода до самого удаленного воздухоприемника l_{max} , диаметры всех участков определяются, м

$$d_i = \sqrt{\frac{5}{\lambda \cdot l_{max} \cdot (V_i \cdot \rho_0)^2 / 450 \cdot \pi^2 \cdot \rho \cdot \Delta P_{max}}}, \quad \text{где } \lambda \text{ - коэффициент трения, } l_{max} \text{ - длина участка, } V_i \text{ - объемный расход воздуха при нормальных условиях (н.у.), } \rho_0 \text{ - плотность воздуха при нормальных условиях (н.у.).}$$

(2) Значение ΔP_{max} принимается в пределах 0,15 ... 0,20 МПа.

Затем для каждого участка пневмосети выбираются трубы с диаметром, равным ближайшему большему стандартному значению.

Не меньшее значение, чем диаметр, имеет и длина трубопровода, поэтому по возможности надо сокращать протяженность пневмосети от компрессорной станции до потребителей, а в отдельных случаях вообще для исключения этих потерь использовать передвижную компрессорную станцию, устанавливаемую непосредственно у потребителей сжатого воздуха.

Для уменьшения потерь давления на местные сопротивления необходимо провести их обследования и устранить имеющиеся неисправности, а в отдельных случаях заменить на более совершенные или по возможности исключить их.

Для уменьшения утечек необходимо прежде всего определить их величину.

Наиболее простым и точным методом, позволяющим определить величину непроизводительных потерь сжатого воздуха в воздухопроводах, является метод, применяемый при определении производительности компрессора по перепаду давления в дроссельном приборе [3].

Получив величину утечек > 30 % от полезного расхода, необходимо провести ревизию всех воздухопроводов и их арматуры с целью выявления негерметичных участков и неплотностей соединений с последующим устранением утечек через эти элементы пневмосети.

Таким образом, уменьшая тепловые, гидравлические и объемные потери в пневмосетях, сокращают общие потери при транспортировании сжатого воздуха, что даже при существующем оборудовании повысит общий к. п. д. компрессорной установки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Миняев Ю. Н. Энергосбережение при производстве и распределении сжатого воздуха на промышленных предприятиях. Екатеринбург: УГГГА, 2002. 131 с.
2. Смородин С. С. Проектирование рудничных воздухопроводных сетей. Л.: Изд-во ЛГИ, 1980. 97 с.
3. Назаренко У. П., Межерицкий Н. А. Эксплуатация и повышение экономичности воздушных компрессорных установок. М.: Энергия, 1987. 150 с.

ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА ПОРОДОРАЗРУШАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА БУРЕНИЯ ГЛУБОКИХ СКВАЖИН

Эксплуатационно-конструкторские и технологические параметры в их взаимосвязи характеризуют качество любой машиностроительной продукции, в том числе и качество породоразрушающего инструмента. Качество породоразрушающего инструмента (ПРИ) – это его способность выполнять свои функции в заданных диапазонах изменения свойств бурильных пород, глубины бурения, технологических параметров и времени бурения.

Качество ПРИ зависит от свойств материала, из которого он изготовлен, от способов обработки, точности изготовления и сборки. Свойства бурильной породы не влияют на качество ПРИ, однако, разные породы требуют различных качеств породоразрушающего инструмента. Поскольку в настоящее время невозможно учесть все сочетания качеств ПРИ и свойств бурильной породы, о качестве инструмента в первом приближении можно судить по величине показателей его отработки в конкретных горно-технологических условиях (механической скорости бурения, наработке на отказ, величине проходки, стоимости проходки одного метра скважины и т. д.) [1]. В зависимости от целей и задач бурения требования к показателям процесса бурения могут быть различными: достижение высокой скорости бурения при малой проходке на инструмент: высокая стойкость инструмента (большая проходка), но значительные затраты времени на проходку скважины. Таким образом, в зависимости от принятого для конкретных условий критерия оптимальности процесса бурения оценка качества породоразрушающего инструмента может производиться по различным показателям. В статье рассмотрено влияние различных параметров на качество породоразрушающего инструмента и основные показатели процесса бурения глубоких скважин.

Исследование качества породоразрушающего инструмента и его влияние на эффективность процесса бурения глубоких скважин является важной задачей, решение которой позволит существенно повысить объем и качество буровых работ. Трудность поставленной задачи обусловлена сложностью и многообразием горно-технологических условий, имеющих место при бурении глубоких скважин разного назначения. Проблема исследования качества породоразрушающего инструмента осложняется главным образом тем обстоятельством, что до настоящего времени нет общепризнанной точки зрения на зависимость механической скорости бурения и износостойкости (времени отработки) ПРИ от технологических параметров и свойств бурильных пород. Ввиду вышеизложенного в настоящей статье с целью определения влияния качества ПРИ на показатели процесса бурения предлагается использовать математическую модель общего вида

$$\left. \begin{aligned} h &= V_0 \cdot \Psi = V_0(P, \omega, Q, \alpha_i) \cdot \Psi(P, \omega, Q, K, \alpha_i, \beta_i, t); \\ V &= V_0 \cdot \Phi; \\ \Phi &= d\Psi/dt; \\ \Psi &= K(P, \omega, \beta_i), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где h – текущее значение проходки; V_0 – механическая скорость бурения; Ψ – функция износа; t – текущее время чистого бурения; α_i, β_i – коэффициенты, характеризующие пару породоразрушающий инструмент – порода забоя скважины; Φ – интенсивность функции износа; K – коэффициент износа; P, ω, Q – технологические параметры (осевое усилие на забой, угловая скорость вращения ПРИ, количество промывочной жидкости, закачиваемое в скважину в единицу времени); V – текущее значение механической скорости бурения.

Если в математическую модель процесса общего вида (1) для данного способа бурения определенным типом ПРИ подставить конкретную характеристику объекта $V_0(P, \omega, Q, \alpha_i)$ и $\Phi(P, \omega, Q, K, \alpha_i, \beta_i, t)$, то будет получена математическая модель процесса бурения частного вида, ко-

торую можно использовать для определения параметров, оптимальных по тому или иному показателю процесса бурения (механическая скорость, стоимость проходки одного метра скважины, рейсовая скорость бурения, проходка на ПРИ и т. д.). Например, для бескернового бурения самозатачивающимся ПРИ математическая модель процесса бурения частного вида может быть представлена следующим образом [2, 3]:

$$\left. \begin{aligned} h &= V_0 \cdot T; \\ V_0 &= V_0(P, \omega, Q, a_1 - a_0 + 2a_1 P + 2a_2 \omega + 2a_3 P \omega + a_4 P^2 + a_5 \omega^2); \\ T &= A \cdot P^a \omega^b, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $a_0 < 0; a_1 > 0; a_2 > 0; a_3 < 0; a_4 < 0; a_5 < 0$ – эмпирические коэффициенты.

Система (2) описывает процесс бескернового бурения самозатачивающимся породоразрушающим инструментом, в которой: V_0 – функция механической скорости бурения от технологических параметров (для данной породы и типоразмера породоразрушающего инструмента); T – время отработки ПРИ; A – энергия, необходимая для полной отработки ПРИ. Можно считать, что для конкретной породы система (2) определяет качество ПРИ. Из этой системы также можно получить выражения для других показателей процесса бурения: рейсовой скорости V_p и стоимости проходки одного метра скважины q :

$$\left. \begin{aligned} V_p &= h(T + t_{BC})^{-1} = V_0 \cdot T \cdot (T + t_{BC})^{-1}; \\ q &= C(T + t_{BC} + t_0) \cdot h^{-1} = \frac{C_p}{V_p} + \frac{C_p}{V_0 \cdot T}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где t_{BC} – время вспомогательных операций в рейсе; $t_0 = C_p \cdot C^{-1}$ – время, в течение которого стоимость проката буровой установки сравнивается со стоимостью ПРИ C_p ; C – стоимость одного часа работы буровой установки.

Совместно системы (2) и (3) образуют математическую модель процесса бурения частного вида, т. е. она пригодна для исследования бескернового бурения самозатачивающимся породоразрушающим инструментом. Из пяти показателей процесса бурения (h, V_0, T, V_p и q) только время отработки ПРИ (T) не имеет экстремума. Если обозначить показатель процесса бурения через Z_i , а технологический параметр через Y_k , то необходимые условия экстремумов основных показателей процесса бурения (h, V_0, V_p и q) выглядят следующим образом:

$$\frac{\partial Z_i}{\partial Y_k} = 0 \Rightarrow V_0 \cdot j_i \cdot \left(-\frac{\partial T}{\partial Y_k} \right) = T \cdot \frac{\partial V_0}{\partial Y_k}, \quad (4)$$

Таким образом, уменьшая угловые, гидравлические потери в туннельном оборудовании, сокращают общие потери при транспортировании скважинного инструмента, что даже при существующем оборудовании позволяет сократить время на забой скважины.

где i – число показателей процесса бурения; K – число технологических параметров: Z_0 – механическая скорость бурения; Z_1 – рейсовая скорость бурения; Z_2 – стоимость проходки одного метра скважины; Z_3 – проходка на ПРИ; Y_1 – осевое усилие на забой скважины; Y_2 – угловая скорость вращения ПРИ.

$$j_0 = 0; j_1 = t_{BC}(T + t_{BC})^{-1}; j_2 = (t_{BC} + t_0)(T + t_{BC} + t_0)^{-1}; j_3 = 1.$$

Очевидно, что всегда выполняется условие:

$$j_0 < j_1 < j_2 < j_3.$$

Из системы (4) следует уравнение оптимальности:

$$\frac{\partial V_0}{\partial P} \cdot \frac{\partial T}{\partial \omega} = \frac{\partial V_0}{\partial \omega} \cdot \frac{\partial T}{\partial P} \quad (5)$$

Уравнение оптимально означает, что если на плоскости технологических параметров P и ω выражение (5) представляет какую-либо линию, то на этой линии расположены точки, оптимальные по основным показателям процесса бурения (h , V_0 , V_p и q). Порядок расположения оптимальных значений координат зависит от величины коэффициента j_i . Наименьшим значением технологических параметров соответствует максимум проходки на ПРИ $j_3=1$, затем следуют координаты, оптимальные по стоимости проходки одного метра скважины ($j_2 < j_3$); далее - координаты, оптимальные по рейсовой скорости бурения $j_1 < j_2$ и, наконец, - координаты, оптимальные по механической скорости бурения $j_0=0$. Если выражение (5) в плоскости технологических параметров P и ω не изображает никакой линии, то не существует значений P и ω , оптимальных по любому из 4-х показателей процесса бурения, и процесс нельзя оптимизировать ни по какому известному к настоящему времени показателю эффективности. Таким образом, уравнение (5) выражает необходимые условия экстремумов показателей h , V_0 , V_p и q .

Для оптимизации процесса бурения требуется выполнение не только необходимых, но и достаточных условий экстремума основных показателей. Достаточные условия экстремума функции двух переменных выражаются следующим образом:

$$\frac{\partial^2 Z_i}{\partial P^2} \cdot \frac{\partial^2 Z_i}{\partial \omega^2} - \left(\frac{\partial^2 Z_i}{\partial \omega \cdot \partial P} \right)^2 > 0. \quad (6)$$

Подставляя в (6) выражения показателей процесса бурения, представленные в системах (2) и (3), получим

$$\frac{\partial^2 V_0}{\partial P^2} \cdot \frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega^2} - \left(\frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega \cdot \partial P} - j_1 \sigma_1 \right)^2 + [j_1^2 \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - j_1 \cdot \sigma_1 \cdot \frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega^2} - j_1 \cdot \sigma_2 \cdot \frac{\partial^2 V_0}{\partial P^2}] > 0, \quad (7)$$

где $\sigma_1 = \frac{\alpha(\alpha-1)}{\alpha_p} \cdot \left(\frac{\omega}{P} \right)$; $\sigma_2 = \frac{\beta(\beta-1)}{\alpha_p} \cdot \left(\frac{\omega}{P} \right)$; $\sigma_3 = \frac{\alpha \cdot \beta}{\alpha_p}$; $\alpha_p = \frac{P \cdot \omega}{V_0}$ - сопротивляемость породы разрушению: $1 \leq \alpha \leq 1,5$; $1 \leq \beta \leq 1,5$; $\sigma_i \geq 0$; $\omega \geq 0$.

Для проверки выполнения достаточного условия экстремума какого-то показателя необходимо в неравенство (7) подставить координаты (P и ω), оптимальные по этому показателю. Принимая во внимание значения коэффициентов σ_1 и σ_2 , а также зависимость V_0 от технологических параметров, заключаем, что выражение в квадратных скобках положительно и чем оно больше, тем легче выполняются достаточные условия экстремумов. С увеличением коэффициентов α и β (увеличивается износ и ухудшается качество ПРИ) выполнение достаточных условий облегчается. При $\alpha \approx 1$ и $\beta \approx 1$ выражение в квадратных скобках равно нулю и достаточные условия экстремумов основных показателей процесса бурения принимают вид

$$\frac{\partial^2 V_0}{\partial P^2} \cdot \frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega^2} - \left(\frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega \cdot \partial P} - j_1 \cdot \sigma_3 \right)^2 > 0, \quad (8)$$

где $\sigma_3 = \alpha_p^{-1}$.

В неравенстве (8) члены в скобках складываются, поэтому с увеличением j_1 достаточные условия экстремума становятся более жесткими. Самые легкие достаточные условия имеет механическая скорость бурения ($j_0=0$), самые тяжелые – проходка на ПРИ($j_3=1$). Таким образом, если при отработке самозатачивающимся ПРИ выполняются достаточные условия экстремума проходки на ПРИ, то в данных условиях процесс бурения можно оптимизировать по любому из перечис-

ленных показателей эффективности; если же в процессе отработки ПРИ не выполняются достаточные условия экстремума механической скорости бурения, то процесс бурения нельзя оптимизировать ни по одному показателю эффективности.

Чем больше сопротивляемость породы разрушению a_V (ниже скорость бурения при тех же значениях технологических параметров P и ω), тем ниже качество ПРИ: в этом случае значение второго члена неравенства (8) уменьшается и достаточные условия экстремума становятся менее жесткими.

Исследуем влияние качества ПРИ на выполнение достаточных условий экстремума основных показателей процесса бурения (h , V_0 , V_p и q). Начнем с механической скорости бурения, которая не зависит от других показателей и зависит от технологических параметров (P, ω, Q), свойств буримых пород и качества самого породоразрушающего инструмента.

Подставив в выражение (8) значение ($j_0=0$) и учитывая выражение системы (2), получим достаточные условия экстремума механической скорости бурения:

$$\frac{\partial^2 V_0}{\partial P^2} \cdot \frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega^2} - \left(\frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega \cdot \partial P} - j_1 \cdot \sigma_3 \right)^2 > 0 \Rightarrow a_4 \cdot a_5 - a_3^2 > 0.$$

Очевидно, что достаточные условия экстремума V_0 зависят от свойств ПРИ и буримой породы (коэффициентов a_3 , a_4 и a_5).

Рассмотрим показатель рейсовую скорость бурения. Как видно из выражения (3), рейсовая скорость зависит от следующих показателей процесса бурения: механической скорости бурения V_0 ; проходки на ПРИ (h) и времени отработки ПРИ (T). С улучшением этих показателей рейсовая скорость растет, что указывает на улучшение качества ПРИ. Исследуем влияние качества ПРИ на выполнение достаточных условий экстремума рейсовой скорости бурения

$$\frac{\partial^2 V_0}{\partial P^2} \cdot \frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega^2} - \left(\frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega \cdot \partial P} - j_1 \cdot \sigma_3 \right)^2 > 0; \quad (9)$$

$$j_1 \cdot \sigma_3 = j_1 \cdot \frac{V_0}{P \cdot \omega} = \frac{t_{BC} \cdot V_0}{(T + t_{BC}) P \cdot \omega} = \frac{t_{BC} \cdot V_p}{T \cdot P \cdot \omega} = \frac{V_0 - V_p}{P \cdot \omega} = \frac{t_{BC} \cdot V_0 \cdot T}{(T + t_{BC}) A}. \quad (10)$$

Анализ выражений (9) и (10) показывает, что с ростом качества ПРИ, обусловленным увеличением скорости бурения V_0 (при тех же значениях P и ω) рейсовая скорость бурения возрастает пропорционально V_0 , в той же мере возрастает разность $(V_0 - V_p)$, т. е. с улучшением качества ПРИ величина σ_3 растет и достаточные условия экстремума рейсовой скорости бурения становятся более жесткими.

Время вспомогательных операций t_{BC} не зависит от качества ПРИ и не влияет на него, оно существенным образом зависит от глубины скважины, а также от организационных мероприятий и технологических условий, например, допустимой скорости подъема и опускания бурового става. Необходимо отметить, что с увеличением времени вспомогательных операций t_{BC} рейсовая скорость бурения V_p уменьшается (что эквивалентно ухудшению качества организации буровых работ, а не качества породоразрушающего инструмента), это облегчает выполнение достаточных условий экстремума рейсовой скорости бурения. Из выражения для σ_3 видно, что при прочих равных условиях увеличение времени отработки T (качество ПРИ улучшилось) величина σ_3 растет, что также делает достаточные условия экстремума рейсовой скорости бурения более жесткими.

Рассмотрим влияние качества ПРИ на выполнение достаточных условий экстремума стоимости проходки одного метра скважины. Прежде всего отметим, что показатели процесса бурения h , T , V_0 , V_p и q напрямую характеризуют качество ПРИ, параметры процесса бурения t_{BC} , C не влияют на качество породоразрушающего инструмента, а стоимость лотоха C_B по разному влияет на качество. Если с ростом C_B (для разных долот) увеличиваются показатели h , T , V_0 , V_p , то C_B положительно влияет на качество, если же с ростом C_B показатели процесса бурения не

изменяются (или даже ухудшаются), то параметр C_{Π} отрицательно влияет на качество ПРИ. Таким образом, величина C_{Π} может характеризовать с одной стороны качество ПРИ, а с другой – качество организации буровых работ.

Стоимость проходки одного метра скважины (3) может быть представлена следующим образом:

$$q = \frac{C}{V_p} + \frac{C_{\Pi}}{h} = \frac{C \cdot T + C \cdot t_{BC} + C_{\Pi}}{h} = \frac{C \cdot T + C \cdot t_{BC} + C_{\Pi}}{V_0 \cdot T} \quad (11)$$

Анализ выражения стоимости проходки одного метра скважины показывает, что с увеличением показателей h , T , V_0 качество ПРИ улучшается (стоимость проходки одного метра скважины уменьшается), с ростом параметров C и t_{BC} стоимость проходки одного метра скважины увеличивается (что эквивалентно ухудшению качества организации буровых работ).

Исследуем выполнение достаточных условий экстремума стоимости проходки одного метра скважины при отработке самозатачивающегося породоразрушающего инструмента. Достаточное условие экстремума q можно представить следующим образом [4]:

$$\frac{\partial^2 V_0}{\partial P^2} \cdot \frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega^2} - \left(\frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega \cdot \partial P} - j_2 \cdot \sigma_3 \right)^2 > 0; \quad (12)$$

$$j_2 \cdot \sigma_3 = j_2 \cdot \frac{V_0}{P \cdot \omega} = \frac{t_{BC} + C_{\Pi} \cdot C^{-1}}{T + t_{BC} + C_{\Pi} \cdot C^{-1}} \cdot \frac{V_0}{P \cdot \omega} = \frac{C \cdot t_{BC} + C_{\Pi}}{A \cdot q_{min}} = \frac{t_2 \cdot C}{A \cdot q_{min}}. \quad (13)$$

Из выражения (13) видно, что с уменьшением стоимости проходки одного метра скважины (качество ПРИ улучшается) величина в скобках выражения (12) увеличивается и достаточные условия экстремума стоимости проходки одного метра скважины становятся более жесткими. Величины C и t_{BC} не влияют на качество ПРИ, они характеризуют качество организации буровых работ. Влияние стоимости породоразрушающего инструмента может иметь объективный и субъективный характер. Предположим, что величина C_{Π} растет, это может быть обоснованное повышение (相伴隨的) улучшением качества ПРИ), а может быть «волевым» (не сопровождающееся улучшением ни одного показателя процесса бурения). Если C_{Π} увеличивается произвольно и ничем не обосновано, то при бурении в тех же самых горнотехнологических условиях стоимость проходки одного метра скважины увеличивается (качество ПРИ падает), достаточные условия минимума становятся менее жесткими, оптимизировать процесс бурения становится легче, более просто снизить стоимость проходки одного метра скважины (хотя бы снижением стоимости ПРИ).

Предположим, что у двух разных по конструкции долот стоимость тоже разные, а при бурении в одних и тех же условиях минимум стоимости проходки одного метра скважины одинаков. Какое из этих долот более качественное? Анализ выражения (13) показывает, что с ростом C_{Π} и $q_{min} = const$ качество ПРИ возрастает. Это объясняется тем, что при этих условиях минимум стоимости может быть одинаков только в том случае, если у более дорогостоящего долота лучше другие показатели, например, скорость бурения V_0 или время отработки T . Таким образом, в данном случае следует отдать предпочтение более дорогому породоразрушающему инструменту, у которого при одинаковой стоимости проходки одного метра скважины выше другие показатели, т. е. при более высокой стоимости у него выше качество. Исследуем теперь изменение качества ПРИ, если одновременно изменяется стоимость инструмента и одного метра скважины. Предположим, что изменение (увеличение или уменьшение) стоимости ПРИ C_{Π} вызывает пропорциональное изменение стоимости проходки одного метра скважины, тогда с уменьшением C_{Π} качество инструмента улучшается (q_{min} уменьшается), а с увеличением C_{Π} качество ПРИ ухудшается (q_{min} увеличивается).

Исследуем влияние проходки на выполнение достаточных условий этого показателя процесса бурения. Как видно из выражения (2), проходка зависит от механической скорости

бурения V_0 и стойкости (времени отработки) долота T . Очевидно, что с увеличением показателей V_0 и T проходка увеличивается (качество ПРИ растет). Достаточные условия максимума проходки на инструмент самые жесткие

$$\frac{\partial^2 V_0}{\partial P^2} \cdot \frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega^2} - \left(\frac{\partial^2 V_0}{\partial \omega \cdot \partial P} - \sigma_3 \right)^2 > 0;$$

$$\sigma_3 = \frac{V_0}{P \cdot \omega} = \frac{V_0 \cdot T}{A} = \frac{h_{\max}}{A}.$$

Очевидно, чем больше механическая скорость V_0 , время отработки ПРИ (T) и проходка на долото h_{\max} , тем выше качество ПРИ, и тем более жесткие достаточные условия экстремума проходки на породоразрушающий инструмент.

Изложенное позволяет сделать вывод о том, что экстремум одного показателя эффективности (даже такого, как стоимость проходки одного метра скважины) не может служить абсолютным критерием качества ведения процесса бурения. В связи с этим авторами предлагается ввести критерий оптимальности процесса бурения, учитывающий все известные в настоящее время показатели его эффективности

$$E = \frac{\Pi A a_i}{\Pi B_{\text{рак}}}, \quad (14)$$

где E – показатель эффективности процесса бурения; $A a_i$ – экстремальное значение показателя процесса бурения, имеющего максимум; $B_{\text{рак}}$ – экстремальное значение показателя процесса бурения, имеющего минимум.

Например: $E = V_{0\max} \cdot h_{\max} \cdot V_{P\max} \cdot q_{\min}^{-1}$.

Предположим, что два разных по конструкции и стоимости долота испытываются в одинаковых горнотехнологических условиях, затем определяются для каждого из долот показатель эффективности E . То долото, у которого E больше, следует считать более качественным.

Выводы

1. Значения показателей процесса бурения зависят не только от качества ПРИ, но также от организационных мероприятий и качества ведения процесса бурения (технологических параметров P, ω, Q ; технико-экономических параметров C и t_{bc}). Стоимость ПРИ C_P характеризует как его качество, так и качество организации процесса бурения.

2. Самые легкие достаточные условия экстремума показателя процесса бурения имеет механическая скорость, самые тяжелые – проходка на ПРИ. Таким образом, если выполняются достаточные условия экстремума проходки на ПРИ, то процесс бурения можно оптимизировать по любому его показателю, если же не выполняются достаточные условия экстремума механической скорости, то процесс бурения нельзя оптимизировать ни по одному его показателю.

3. Качество ПРИ, которое можно оценивать с помощью произведения показателей процесса бурения (механическая скорость бурения, проходка на ПРИ, рейсовая скорость, стоимость проходки одного метра скважины), влияет на выполнение достаточных условий экстремума этих показателей: чем выше качество ПРИ, тем более жесткие достаточные условия экстремума. Если отрабатывается идеальный породоразрушающий инструмент, т. е. такой, на который не наложено никаких ограничений (ни по скорости бурения, ни по износостойкости), то процесс бурения нельзя оптимизировать ни по одному известному в настоящее время показателю эффективности.

При подборе теоретической кривой распространения между ними и статистическим распределением неизбежных погрешностей, можно видеть, что оба метода дают одинаковые результаты.

1. Боярских. Г. А., Куклин Л. Г. Теория старения машин. Учебное пособие по дисциплине «Теория строения машин». Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 1998. 190 с.
2. Ситников Н. Б. Исследование показателей процесса бескернового бурения глубоких скважин // Изв. вузов. Горный журнал. 1989. № 1. С.68-71.
3. Ситников Н. Б., Макаров Л. В. Математическая модель процесса бурения глубоких геологоразведочных скважин // Изв. вузов. Горный журнал. 1992. № 1. С.62-68.
4. Ситников Н. Б., Саламатов М. А. Исследование достаточного условия экстремума показателя проходки на породоразрушающий инструмент при вращательном бурении // Совершенствование техники и технологии бурения скважин на твердые полезные ископаемые: Межвузовский научно-технологический сборник. Екатеринбург, 1997. С. 50-56.

УДК 621.879

Ю. А. Лагунова

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ СВОЙСТВА ДРОБИМОСТИ

Оценка режимов работы конусной дробилки мелкого дробления

В практике эксплуатации рассматриваются следующие режимы работы конусных дробилок:

пуск дробилки вхолостую;

дробление;

режим стопорения дробящих конусов, возникающий при попадании в камеру дробления недробимых тел.

Под понятием «эксплуатационные режимы конусных дробилок» подразумевают энергетические и технологические аспекты процесса дробления, которые оказываются взаимосвязанными. С точки зрения энергопотребления расчетным режимом является режим дробления.

На многих крупных рудниках и карьерах руду в дробилку подают одновременно из нескольких мест, так что крепость и крупность руды могут значительно изменяться в зависимости от места добычи. Если меняются источники подачи руды, то изменение характеристики руды, подаваемой на склад, может произойти за относительно короткий промежуток времени. Система управления должна обеспечить производительность дробилки в максимально полной степени, что может быть связано с перераспределением необходимой работы дробления между различными стадиями.

Изменение истечения из промежуточных бункеров на питатель может вызвать быстрые изменения процессов грохочения и потребляемой дробилками мощности. Происходят также кратковременные изменения гранулометрического состава питания дробилки, которые могут вызвать значительные колебания потребляемой мощности.

Перегрузка дробилок может возникнуть при следующих условиях:

расход питания превышает определенную величину, которая является функцией граностава, свойств руды и ширины разгрузочной щели, и вызывает перегрузку по мощности;

расход питания превышает максимально возможный физический поток через дробилку при определенной ширине разгрузочной щели.

В конусных дробилках рабочий процесс происходит непрерывно, что является одним из основных их преимуществ по сравнению со щековыми дробилками. Последовательное разрушение материала, находящегося в дробящем пространстве, позволяет исключить возникновение больших усилий дробления, что имеет место, например, в щековых дробилках.

Методика проведения эксперимента

Целью эксперимента является установление зависимости уровня энергозатрат на дробление кусков породы от величины внешнего воздействия, деформации в направлении сжатия и других факторов.

Отбор образцов руд, подготовка их к разрушению и разрушение осуществлялись в соответствии с методикой проведения эксперимента [1].

Для эксперимента были отобраны куски горных пород Дегтярского и Баженовского месторождений. Всего отобрано 442 куска.

Геометрическая характеристика кусков определяется толщиной $b=d$ и объемом V куска. Значения размеров кусков по толщине составили 100, 75, 50 и 25 мм. Отклонения значений размеров не превышают 5 %. Эти величины соответствуют шагам дробления в конусных дробилках типа КМД. Объем куска определялся через объем вытесненной жидкости в мерном сосуде.

Процесс разрушения образцов фиксировался на диаграммной бумаге в виде графика в координатах "E" - деформация образца и "P" - нагрузка на образец. Запись процесса производилась с различными масштабами по оси Е на штатном механическом диагностическом аппарате.

Примерная диаграмма разрушения куска горной породы сжатием в координатах "относительная деформация сжатия - усилие сжатия" показана на рисунке.

Если относительные значения деформации начала и конца проявления куском свойства дробимости при разрушении сжатием $\varepsilon_u = E_u/d$ и $\varepsilon_x = E_x/d$ постоянны практически для всех горных пород, то значения силовых констант для каждой горной породы отличаются в зависимости от ее прочности.



Диаграмма разрушения куска толщиной 50 мм

В ходе эксперимента фиксировались усилия разрушения при начальной деформации разрушения P_u , усилия в момент окончания разрушения P_{u1} , усилия разрушения P_{10} , P_{20} , P_{30} , P_{40} и P_{50} при относительных деформациях, составляющих соответственно 10, 20, 30, 40 и 50 процентов, и усилия разрушения P_x в начале деформации прессования.

Работа разрушения A , определялась как площадь S_1 , ограниченная линией диаграммы, осью абсцисс и ординатой, соответствующей деформации E_x , умноженная на масштаб работы.

Обработка экспериментальных данных

Полученные результаты отражаются в сводных таблицах для каждой серии.

Статистическая обработка результатов эксперимента проводится с целью выявления закона распределения энергозатрат на разрушение куска породы [2]. Статистическая обработка осуществлялась по результатам разрушения кусков руды Дегтярского месторождения размером 25 мм при величине относительной деформации поперечного сжатия 0,1 и 0,5.

Значения энергоемкостей, затраченные на дробление куска, записаны в виде вариационного ряда в табличной форме. Закон распределения энергозатрат определяем по гистограмме. Затем выполняем выравнивание эмпирического распределения по выбранному теоретическому закону и построим выравнивающую кривую распределения.

При подборе теоретической кривой распределения между нею и статистическим распределением неизбежны некоторые расхождения. В этом случае необходимо знать, объясняется ли это ограниченным числом опытных данных или расхождения являются существенными и связаны с тем, что подобранный кривая плохо выравнивает данное статистическое распределение. Установить это можно с помощью критерия согласия Пирсона, который применяется в тех случаях, когда теоретические значения параметров функции распределения неизвестны. При пользовании критерием Пирсона рекомендуется, чтобы в каждом интервале имелось не менее 5-10 наблюдений, поэтому данные объединены по ряду интервалов.

Следовательно, абсолютные значения энергозатрат A и энергоемкость дробления $a = A/V$, соответствующих деформациям начала и конца проявления куском свойства дробимости при разрушении сжатием, текущие значения энергозатрат являются случайными величинами с состоятельными оценками, т. е. величинами вполне устойчивыми и связанными с исходным размером куска d . Таким образом, показатели $A_{\text{н}}, a_{\text{н}}, A_i, a_i, A_k, a_k$ - соответственно, абсолютные и относительные константы дробления.

Анализируя изменение энергоемкости разрушения куска для горных пород с различными физико-механическими свойствами (крепостью), можно констатировать, что зависимости являются подобными или сходными во всех деталях. Величина энергоемкости разрушения куска пропорциональна коэффициенту крепости породы. Следовательно, значения относительной (отнесенной к пределу прочности горной породы при сжатии) энергоемкости разрушения $a_{\text{отн}} (a_{\text{отн}, \text{н}}, a_{\text{отн}, i}, a_{\text{отн}, k})$ при относительной деформации сжатия ε , являются величинами постоянными для горных пород со сходными упруго-пластичными характеристиками.

Таким образом, относительная энергоемкость разрушения является универсальной константой энергетической характеристики свойства дробимости горных пород.

Вывод зависимостей для определения энергетической характеристики свойства дробимости горных пород

Энергетическая характеристика свойства дробимости определяет прочностные свойства отдельного куска, а также величину энергозатрат на разрушение куска, т. е. форма диаграммы зависит от первоначальных размеров куска, крепости породы и величины деформации.

В таблице приведены средние значения энергоемкостей дробления кусков руды Дегтярского месторождения и породы Баженовского месторождения.

Характеристики дробимости, экспериментально определенные для кусков различного размера (по толщине), позволяют получить энергетическую характеристику дробимости данной горной породы, т. е. зависимость энергозатрат на разрушение от первоначального размера куска и величины относительной деформации $A = f(d, \varepsilon)$.

На основе частных энергетических характеристик дробимости (для определенной величины относительной деформации) может быть получена интегральная характеристика дробимости, т. е. зависимость энергозатрат от величины деформации.

Полная энергия, потребная для разрушения куска, составит

$$A = A_{\text{ок}} d; \quad A_i = A_{\text{ок}} d,$$

где d - размер (толщина) куска, м.

Таким образом, выявляется удельная энергетическая константа текущего и предельного дробления куска сжимающими силами

$$A_{\text{ок}} = \kappa_{\text{ф}} \varepsilon / P_i; \quad A_{\text{ок}} = \kappa_{\text{фк}} \varepsilon_k / P_k,$$

где $\kappa_{\text{ф}}$ - коэффициент формы диаграммы Рундквиста.

Для конкретного хрупкого материала показатель $\kappa_{\text{ф}}$ случайная нормально распределенная величина с состоятельной оценкой. Средние значения показателя для руд Дегтярского месторождения составляют $\kappa_{\text{фк}} = 0,56$ и для пород Баженовского месторождения $\kappa_{\text{фк}} = 0,53$.

**Средние значения энергоемкостей разрушения $a_{\text{отн}}$ кусков пород
Дегтярского (Д) и Баженовского (Б) месторождений**

Относительная деформация	Породы	Размер куска, мм			
		25	50	75	100
0,1	Д	1,41	1,27	1,08	0,95
	Б	1,26	0,85	0,85	0,61
0,2	Д	3,81	3,61	2,22	2,19
	Б	2,77	1,78	1,50	1,32
0,3	Д	6,80	6,38	4,15	3,27
	Б	4,25	2,60	2,32	1,93
0,4	Д	11,11	9,52	6,10	4,51
	Б	6,88	3,66	2,96	2,89
0,5	Д	18,71	17,92	10,96	4,98
	Б	9,90	4,97	3,59	3,39

Значения $A_{\text{ок}}$, $A_{\text{отн}}$ позволяют перейти к построению энергетической модели рабочего процесса дробления.

Энергоемкости дробления кусков определялись для различных значений относительной деформации. Диапазон изменения значений относительной деформации дробления кусков принимается равным диапазону изменения относительной деформации кусков при разрушении в камере дробилки типа КМД, составляющему 0...0,5. Энергоемкости дробления кусков при различных значениях относительной деформации определяются в виде

$$a_{0,1} = A_{0,1}/V;$$

$$a_{0,2} = A_{0,2}/V;$$

$$a_{0,3} = A_{0,3}/V;$$

$$a_{0,4} = A_{0,4}/V;$$

$$a_{0,5} = A_{0,5}/V,$$

где V - объем куска.

Выполнен регрессионный анализ результатов эксперимента, на основании которого получены зависимости для определения энергетической характеристики свойства дробимости для руды Дегтярского и пород Баженовского месторождений.

Зависимости энергоемкости дробления кусков от степени относительной деформации и размера куска имеют вид:

для руд Дегтярского месторождения

$$a = 0,17 + 95,34 \varepsilon_j^2 - 1,453 \varepsilon_j^2 d; \quad \text{для пород Баженовского месторождения}$$

$$a = 1,22 - 0,069/\varepsilon_j^2 + (29,3 + 1600 \varepsilon_j^3)/d.$$

Диаграмма разрушения куска с длинной 20 мм

Таким образом, абсолютные значения энергозатрат A и энергоемкостей дробления $a=A/V$, соответствующих деформациям начала и конца проявления куском свойства дробимости при разрушении сжатием, текущие значения энергозатрат являются случайными величинами с состоятельными оценками, т. е. величинами вполне устойчивыми и связанными с исходным размером куска d .

Значения относительной (отнесенной к пределу прочности горной породы при сжатии) энергоемкости разрушения $a_{\text{отн}}$ при относительной деформации сжатия ε , являются величинами постоянными для горных пород со сходными упруго-пластичными характеристиками.

Относительная энергоемкость разрушения является универсальной константой энергетической характеристики свойства дробимости горных пород.

В результате проведенных экспериментальных исследований выполнена количественная оценка соотношения между различными уровнями относительной деформации разрушения кусков горных пород и величиной энергозатрат на дробление.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зажигаев Л. С., Кишьян А. А., Романиков Ю. И. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. М.: Атомиздат, 1978. 232 с.
2. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика: Учебное пособие для втуза. 6 изд. перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1977. 479 с.

УДК 662. 271. 646. 647

Г. Я. Кошев, А. В. Юдин

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВМЕСТИМОСТИ БУНКЕРА ПЕРЕДВИЖНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ РАЗДЕЛЕНИИ ИЗВЕСТНЯКА В КАРЬЕРЕ

Одним из этапов разработки перегрузочного комплекса сухой очистки известняка от глины (КОИ) на Чаньвинском карьере известняков является определение рациональной вместимости бункера передвижной установки (УПО) при разделении горной массы фракций 0 – 1200 мм, поступающей из забоя на классы +300 мм. С подробным описанием КОИ, его техническим решением можно познакомиться в [1].

В работе [2] авторами приведены исследования, выполненные по моделированию параметров транспортно-перегрузочной системы (ТПС), включающей КОИ и работающей в совокупности с циклическими видами транспорта на входе и выходе системы. В результате моделирования установлена функциональная связь параметров системы в зависимости от вместимости разделятельной установки. На рис.1 показан фрагмент результатов моделирования. Приведено изменение вероятностных характеристик системы (P_p , P_o , P_n) при изменении общей вместимости (W). Установлено, что закономерность нелинейная, с ростом W снижаются вероятности P_o и P_n , ведущие к повышению рабочей вероятности P_p . При увеличении W до 400 тонн P_p растет от 0,6 до 0,85. Однако дальнейшее повышение W не дает существенного повышения P_p . Достаточная для системы W не может быть реализована в структуре только самой УПО, она должна быть распределенной как в бункере установки, так и на нижней площадке в виде штабеля очищенного известняка.

Таким образом, бункеры непосредственно перегрузочных систем (ПС) не предназначены выполнять роль аккумулируемых емкостей, они также не предназначены компенсировать длительные простые транспорта.

В расчете необходимой вместимости бункера пользуются графиками наполнения и извлечения горной массы (ГМ). Такой метод применим при известном графике процессов, а также из представления грузопотоков синусоидальными функциями с внутричасовым периодом наполнения и извлечения. В ряде научных работ вместимость бункера определяется в зависимости от грузоподъемности автосамосвала и количества мест разгрузки около бункера или из геометрических построений конкретного типа ПС. Такой подход не выражает особенностей взаимодействия транспортно-перегрузочной системы (ТПС), вероятностного характера транспортных и погрузочных операций в системе. В расчетах по определению вместимости бункера колебание часовой производительности автосамосвалов учитывают коэффициентом неравномерности работы. Наиболее общий методологический подход к решению проблемы изложен в работе [3]. В этой работе впервые было введено понятие об объеме бункера, характеризуемом колебаниями поступления и извлечения ГМ, обусловленными работой сопрягаемых видов транспорта. В работе того же автора

[4] формула для определения вместимости бункера при сопряжении автомобильно-конвейерного транспорта имеет вид

$$W = \frac{1}{(1 - K_w) \gamma_w} [q_a(z + n) + K_t Q_{kt}], \quad (1)$$

где q_a – грузоподъемность автосамосвала; Z – количество мест разгрузки; n – постоянная, определяющая высоту предохранительного слоя на рабочем органе (РО); K_t – коэффициент приведения периода совместной работы УПО и автомобильного транспорта; K_w – коэффициент использования геометрической вместимости бункера; Q_{kt} – производительность конвейера (параметр, характеризующий извлечение ГМ из бункера УПО при условии передачи ее на конвейер в полном объеме).

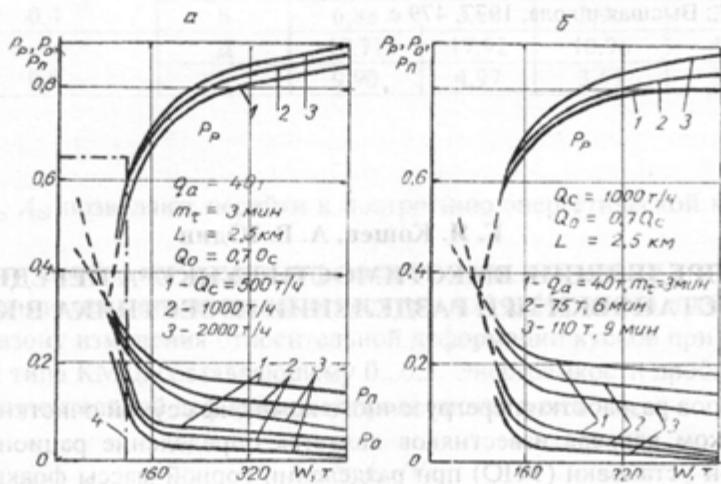


Рис. 1. Связь вероятностных состояний ТПС в зависимости

от общей вместимости бункера:

а - при изменении производительности бункера; б - при изменении грузоподъемности автосамосвалов

Методика определения вместимости бункера при сопряжении циклических видов транспорта изложена в работе [4]. В расчете вместимости бункера при автомобильно-железнодорожном транспорте составляющая вместимости W_2 , характеризующая колебания амплитуды времени извлечения ГМ из бункера, определяется с учетом неравномерности прибытия железнодорожных составов на загрузку по закону Эрланга второго и третьего порядков. Такой подход может быть использован и при моделировании системы КОИ Чаньвинского карьера. Ранее было определено, что прибытие автосамосвалов на разгрузку подчиняется пуассоновскому и показательному законам распределений. В научной литературе известны методы расчета вместимости бункера на основе теории массового обслуживания. Несмотря на разработанный математический аппарат, применение теории массового обслуживания на стадии проектирования затруднено из-за отсутствия конкретных показателей эксплуатации.

Исследованиями установлено, что увеличение вместимости бункера при комбинированном транспорте ведет к повышению роста рабочей вероятности системы в целом. При этом, если вероятности того, что бункер пуст или полон снижаются, то простои транспорта из-за возможностей ПС также снижаются. Для примера, по исследованиям УГГГА на рис. 1 приведен график изменения вероятностных состояний ПС в зависимости от вместимости бункера при автомобильно-железнодорожном транспорте.

Вышеизложенные методические рекомендации могут быть использованы при определении вместимости бункера передвижной ПС для Чаньвинского карьера. В то же время исследований вместимости бункера для ПС автомобильно-железнодорожного транспорта в технической литературе не встречалось.

Рассмотрим схему бункера (рис. 2). Общий геометрический объем бункера при сопряжении с вибропитателем в любой момент времени можно определить как

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (2)$$

W_1 – объем, необходимый для приема ГМ, поступающей из самосвалов за некоторый промежуток времени; W_2 – объем, характеризуемый колебаниями амплитуд времени поступления и извлечения ГМ; W_3 – объем, характеризуемый геометрией бункера и коэффициентом его заполнения; W_4 – объем, необходимый для содержания предохранительного слоя ГМ на вибропитателе.

В определении W будем учитывать условия работы перегрузочного комплекса. Горная масса из карьера доставляется автосамосвалами. Поток автосамосвалов можно представить как пуссоновское распределение. УПО включает сверхтяжелый вибропитатель проход нового поколения ГПТ – транспортное устройство непрерывного действия с грохотильной секцией 2,5x3,0 м, приемной плитой 2,5x3,0 м и заданной производительностью $Q_{\text{уст}}$. Извлечение ГМ из бункера осуществляется непрерывно с производительностью $Q_{\text{уст}} = 1000:60 = 16,6 \text{ т/мин}$. В определении вместимости бункера УПО представляет интерес случай, когда установка находится на одном месте и на нижней (погрузочной) площадке имеется лишь одно место обслуживания. В этом случае вместимость бункера должна быть наибольшей. Очищенный от глины известняк (+ 300 мм) загружается в автосамосвалы, которые поступают на погрузочную площадку, закономерность их прибытия описывается распределением Эрланга 2-го порядка.

Рассмотрим значения составляющих по выражению (2) в указанной последовательности.

Объем, необходимый для приема ГМ, поступающей единовременно из автосамосвалов при максимальном использовании мест разгрузки

$$W_1 = q_a \Psi_q Z, \quad (3)$$

где q_a и Ψ_q – грузоподъемность, и коэффициент использования грузоподъемности автосамосвалов; Z – количество мест разгрузки у бункера, обычно для ТПС $Z \geq 2$, но в случае передвижных установок может быть $Z=1$.

Объем W_2 , характеризуемый колебаниями амплитуд времени поступления и извлечения ГМ в рассматриваемом случае определяется как

$$W_2 = W'_2 + W''_2, \quad (4)$$

где W'_2 – объем, обусловленный операциями автотранспорта на верхней (разгрузочной) площадке; W''_2 – то же, на нижней (погрузочной) площадке.

При пуссоновском распределении прибытия автосамосвалов на разгрузочную площадку КОИ значение вместимости W'_2 рационально принимать из условий производительности комплекса по входному грузопотоку 1000 т/ч, при $q_a = 30$ и 40 т; средней интенсивности потока $\lambda = 29$ авт/ч; среднем времени прибытия $t_{\text{пр}} = 2,06$ мин; среднем времени занятия площадки $t_3 = 2,0$ мин. Учитывая, что $t_{\text{пр}} > t_3$, значение W'_2 следует принимать из условия $t_{\text{пр}}$.

Расчеты показали, что при интервалах $t_{\text{пр}} = 2,0$ и 2,5 мин, математическое ожидание прибытия автосамосвалов составит $a_i = 0,96$ и 1,2, а вероятность того, что на разгрузку прибудет 0 самосвалов, принимает значения 0,618 и 0,699; прибудет 1 самосвал – 0,26 и 0,34; прибудет 2 самосвала – 0,08 и 0,14; прибудут 3 самосвала – 0,03 и 0,06. При принятой схеме ПС ($Z=1$) следует рассчитать параметра при содержании различных баз транспорта.

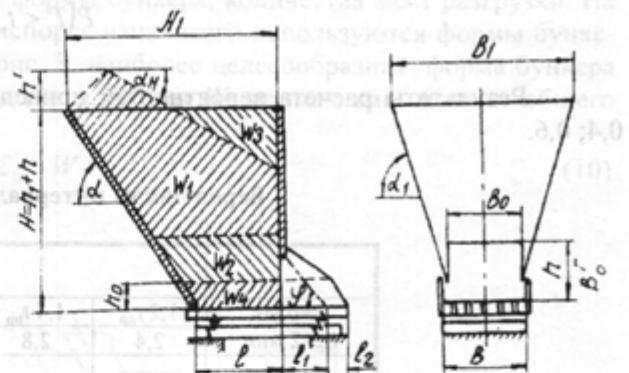


Рис. 2. Схема к определению вместимости бункера

сматривать только два состояния системы: когда на разгрузку прибыло 0 самосвалов или 1 самосвал. Другие состояния не рассматриваются как маловероятные.

В расчете вместимости бункера должна учитываться характеристика потока – закон распределения длины промежутка между следующими друг за другом автосамосвалами. Если T – промежуток времени между двумя произвольными в потоке самосвалами, то вероятность того, что интервал между ними будет не меньше или не больше величины $t_{\text{пр}}$ определяется как [5]:

$$P(T \geq t_{\text{пр}}) = e^{-\alpha}, \quad (5)$$

$$P(T < t_{\text{пр}}) = F(t) = 1 - e^{-\alpha}(t > 0).$$

Результаты расчета вероятностей приведены в таблице при условии вариации $t_{\text{пр}} \pm 0.2$: 0,4; 0,6.

Вероятности интервалов прибытия автосамосвалов

	Значение $t_{\text{пр}} \pm \Delta t$, мин					
	$1,2 t_{\text{пр}}$	$1,4 t_{\text{пр}}$	$1,6 t_{\text{пр}}$	$0,8 t_{\text{пр}}$	$0,6 t_{\text{пр}}$	$0,4 t_{\text{пр}}$
$a=0,96$ $t_{\text{пр}}=2$ мин	2,4	2,8	3,2	1,6	1,2	0,8
$P(T > t_{\text{пр}})$	0,100	0,068	0,046	0,216	0,316	0,467
$P(T < t_{\text{пр}})$	0,900	0,932	0,954	0,784	0,084	0,533
$a=1,2$ $t_{\text{пр}}=2,5$ мин	3,6	4,3	4,8	2,4	1,92	1,2
$P(T > t_{\text{пр}})$	0,027	0,010	0,008	0,090	0,146	0,301
$P(T < t_{\text{пр}})$	0,973	0,990	0,992	0,910	0,854	0,699

В таблице выделены наиболее вероятные интервалы прибытия автосамосвалов на разгрузку. Можно утверждать, что с вероятностью 0,954 и 0,992 на разгрузку прибудут автосамосвалы с интервалом не более, чем $1,4 t_{\text{пр}}$; а с вероятностью 0,784 и 0,910 с интервалом не более, чем $0,8 t_{\text{пр}}$. Для определения параметра W'_2 можно принять амплитуду колебаний времени прибытия в виде

$$\Delta t_1 = 0,6t_{\text{пр}} ; \quad (6)$$

$$\Delta t_2 = 0,2t_{\text{пр}} .$$

Заметим, что с увеличением интервала прибытия на величину Δt_1 в бункер не будет загружен следующий объем ГМ:

$$W'_{2-1} = \frac{Q}{60} \cdot 0,6t_{\text{пр}} . \quad (7)$$

В другом состоянии при снижении интервала прибытия на величину Δt_2 в бункер должен поступить дополнительный объем ГМ

$$W'_{2-2} = \frac{Q}{60} \cdot 0,2t_{\text{пр}} . \quad (8)$$

В первом случае объем W'_{2-1} должен быть аккумулирован предварительно до начала работы системы, во втором – бункер должен иметь свободную емкость для приема объема W'_{2-2} .

При работе с вибропитателем в лоток можно подавать как

В 1992 г. разработан, освоен в производство и прошли промышленные испытания в условиях

Таким образом, учитывая, что события с вероятностью $P(T > t_{\text{пр}})$ и $P(T < t_{\text{пр}})$ могут последовательно один за другим, значения показателей по выражениям (7) и (8) следует сложить

$$W'_2 = 0,8t_{\text{пр}} \frac{Q_y}{60} \quad (9)$$

Для моделируемого случая величина W'_2 составит 26-33 т.

Незаполненный объем бункера зависит от формы бункера, количества мест разгрузки. На практике для условий ПС комбинированного транспорта чаще всего используются формы бункеров, представленные на рис. 3. В соответствии с рис. 3 наиболее целесообразная форма бункера для УПО может быть принята по схемам «а», «в» и «г». Объем W_3 примем как часть от общего геометрического объема:

$$W_3 = K_W \cdot W \quad (10)$$

где $K_W = 0,2-0,3$.

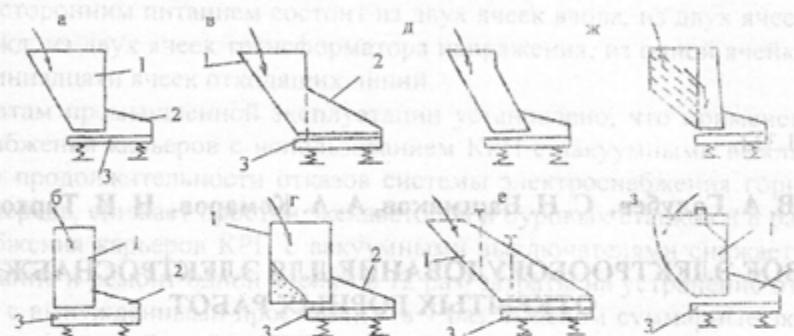


Рис. 3. Формы сопряжений бункера с вибропитателем-гребором:

1 – бункер; 2 – борт; 3 – вибрационная транспортная машина

Предохранительный объем W_4 на горизонтальном РО по ГОСТ принимают равным толщиной 1,0-1,5 м. При размерах приемной плиты питателя 2,5x3 м объем W_4 составляет не более 10 м^3 . Значение показателя можно выразить

$$W_4 = K \cdot q_a, \quad (11)$$

где K – постоянная, значение которой принимается 0,3-0,4 в зависимости от грузоподъемности автосамосвала.

Подставляя значения в уравнения (2), (9), (10), (11) и принимая условие, что на погрузочной площадке загрузка ГМ класса +300 мм в автосамосвалы осуществляется без простоев УПО и значение W'_2 по уравнению (4) равно нулю, получим формулу для расчета необходимой общей геометрической вместимости бункера, м^3

$$W = \frac{1}{(1 - K_W) \gamma_a} \cdot \left[q_a (\Psi_q Z + K) + 0,8t_{\text{пр}} \frac{Q_y}{60} \right] \quad (12)$$

По выражению (12) можно определить необходимую вместимость приемного бункера для моделируемых условий Чаньвинского карьера. Расчеты показывают, что вместимость приемного бункера УПО должна быть не менее 50 м^3 .

Таким образом, в статье изложена методика определения вместимости бункера для конкретной передвижной установки при разделении ГМ в условиях карьера и даны количественные оценки параметра при сопряжении циклических видов транспорта.

сматривать только два состояния системы, когда на разгрузку прибыло и самоедкой или в самодельном режиме, то при разгрузке из-за неисправности каких-либо из них, система может выйти из строя.

В рабочем режиме разгрузка может быть осуществлена с помощью манипулятора, находящегося под контролем вычислительной машины. Время выполнения операции определяется пределами времени промежутка между двумя последовательными манипуляциями. Если же время промежутка времени между двумя манипуляциями неизвестно, то вероятность того, что

1. Юдин А. В., Фомин В. И., Кошев Г. Я. Отвальный перегрузочный комплекс сухой очистки известняка на Чаньвинском карьере // Изв. вузов. Горный журнал. 1996. №7. С. 91-96.

2. Юдин А. В., Бурмистренко А. В., Кошев Г. Я. и др. Моделирование транспортно-перегрузочной системы при сопряжении циклических видов карьерного транспорта // Изв. вузов. Горный журнал. 1998. № 11-12. С. 29 - 35.

3. Юдин А. В. Определение емкости бункера перегрузочного узла с виброгрохотом // Труды ИГД. Вып. 17. Свердловск, 1967. С. 114 - 121.

4. Юдин А. В. Перегрузочные системы комбинированного транспорта в карьерах: Учеб. Пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГА, 1993. 116 с. (с приложениями).

5. Акулиничев В.М., Кудрявцев А.Н. Математические методы в эксплуатации железных дорог. - М.: Транспорт, 1981. 223 с.

УДК 622.012.3:621.311

В. А. Голубев, С. Н. Башмаков, А. А. Комаров, Н. И. Тархова

НОВОЕ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

Увеличение объемов добычи руд черных и цветных металлов, угля, строительных материалов и других видов минерального сырья с применением новой геотехники большой единичной мощности, а также постоянное усложнение и ухудшение горно-технических и горно-геологических условий разработки месторождений полезных ископаемых с ростом глубины карьеров требуют создания и внедрения нового электрооборудования и электросетевых устройств с улучшенными техническими и энергетическими характеристиками.

Совместными усилиями научно-исследовательских институтов и горнодобывающих предприятий за последние пять лет создано, освоено в производстве и широко внедряется в промышленную эксплуатацию на горных предприятиях большое количество новых видов прогрессивного и эффективного электрооборудования и электросетевых устройств, способов и средств защиты, контроля и управления. Однако, многие виды нового электрооборудования недостаточно освещены в периодической и научно-технической литературе и поэтому не известны широкому кругу научных и инженерно-технических работников научно-исследовательских и проектных организаций, горнодобывающих предприятий и высших учебных заведений. Настоящая статья имеет целью ознакомление широкой научно-технической общественности с новейшими разработками в области создания и внедрения электротехнических комплексов для электроснабжения открытых горных работ.

Особенностью электроснабжения открытых горных работ является рассредоточение электроустановок по всей территории и глубине карьеров.

Для распределения электроэнергии по уступам карьеров наиболее рациональными и эффективными являются схемы электроснабжения с использованием карьерных передвижных распределительных пунктов (КРП) с вакуумными коммутационными аппаратами (выключателями, контакторами) с различной компоновкой встраиваемого электрооборудования. КРП можно быстро перемещать с одного уступа на другой и, следовательно, повышать мобильность и маневренность системы электроснабжения, сокращать протяженность внутрикарьерных линий электропередачи напряжением 6 кВ. Применение КРП напряжением 6-10 кВ сокращает также объем строительных и монтажных работ и сроки их сооружения.

В 1999 г. разработан, освоен в производстве и прошел промышленные испытания в условиях Восточной Сибири КРП на базе комплектных распредустройств типа УКРУ-6(10) УХЛ2 в мобильном контейнерном исполнении с элементами транспортирования, внешнего освещения и теплоизоляции. Упомянутые КРП выгодно отличаются от ранее применявшихся и имеют следующие технические характеристики:

Номинальное напряжение, кВ	6
Номинальный ток главных цепей, А	630
Номинальный ток отключения выключателя, кА	10
Ток термической стойкости 3 с, кА	10
Ток электродинамической стойкости главных цепей, кА	25
Вид изоляции	воздушная
Выключатель	вакуумный

Питание КРП предусмотрено как одностороннее, так и двухстороннее.

КРП с односторонним питанием имеет одну ячейку ввода, одну ячейку трансформатора собственных нужд, одну ячейку трансформатора напряжения и не более шести ячеек отходящих линий.

КРП с двухсторонним питанием состоит из двух ячеек ввода, из двух ячеек трансформатора собственных нужд, из двух ячеек трансформатора напряжения, из одной ячейки секционирования и не более одиннадцати ячеек отходящих линий.

По результатам промышленной эксплуатации установлено, что применение схемы внутреннего электроснабжения карьеров с использованием КРП с вакуумными выключателями обеспечивает снижение продолжительности отказов системы электроснабжения горного участка в 4 раза, что, в свою очередь, снижает простои экскаваторов и буровых станков в 8 раз. Применение в схемах электроснабжения карьеров КРП с вакуумными выключателями снижает затраты на техническое обслуживание и ремонт одной ячейки в 12 раз, затраты на устранение отказов – в 4 раза, затраты, связанные с вынужденными простоями – в 7 раз. В целом суммарные эксплуатационные затраты на обслуживание одной ячейки КРП снижаются в 7.5 раз.

В настоящее время с использованием тех же упомянутых выше комплектных распредустройств УКРУ-6(10) УХЛ2 подготовлено производство контейнерных распределительных устройств типа БКРУ-6(10)УХЛ1, предназначенных для питания буровых установок, выпускавшихся ранее и изготавливаемых в настоящее время ОАО "Уралмашзавод" и АОЗТ "Волгоградский завод буровой техники".

Встраиваемые в БКРУ шкафы одностороннего обслуживания типа УКРУ-6(10)УХЛ2 имеют значительно меньший вес и габариты по сравнению со шкафами К-59, укомплектовываются однотипными вакуумными коммутационными аппаратами исполнения УХЛ на вводе и на линиях, отходящих к двигателям, каждый из этих аппаратов имеет индивидуальную защиту подсоединенного оборудования от коммутационных перенапряжений при помощи ограничителей перенапряжения ОПН. В отличие от шкафов К-59 применена традиционная стационарная установка основного высоковольтного электрооборудования, исключающая выкатные элементы, закрывающие проход в коридоре обслуживания при отключении одной из отходящих линий.

Применение тяжелых выкатных элементов для малообслуживаемых вакуумных высоковольтных аппаратов излишне, а "высокая" безопасность обслуживания шкафов с выкатными элементами и шторочными механизмами в условиях производства буровых работ сомнительна из-за того, что зачастую шторочный механизм, закрывающий доступ к розеткам втычных контактов, находящихся под напряжением и расположенных непосредственно перед оператором, открывается им принудительно для выяснения причин отказа втычных контактов выкатного элемента без снятия напряжения. Как правило, это ведет к электротравматизму.

КРП типа БКРУ-6(10)УХЛ1, в отличие от ранее выпускавшихся Бакинским заводом высоковольтного электрооборудования комплектных распредустройств типа КРУНБ-6(10)У1, поставляются в контейнерах-блоках, которые по заказу изготавливаются с теплоизоляцией.

Внутри контейнера предусмотрен отсек для установки силового трансформатора для собственных нужд мощностью до 630 кВА.

Общая масса БКРУ меньше шкафов К-59 приблизительно в два раза при равнозначных схемах первичных соединений.

Для контроля за состоянием вакуумных дугогасительных камер (ВДК) высоковольтных вакуумных выключателей и контакторов разработан и освоен в производстве индикатор высокого напряжения ИВН-6(10). Индикатор обеспечивает визуальную световую индикацию наличия высокого напряжения на шинах электроустановок с линейным напряжением 6 и 10 кВ и частотой 50 Гц. Индикаторы могут работать с емкостными датчиками двух типов: ДВНК-10 – керамический для передачи сигнала на расстояние более 3 м, ДВНП-10 – проводниковый для передачи сигнала на расстояние до 3 м. Датчики индикатора могут устанавливаться на шинах электрических подстанций, комплектных распределительных устройств внутренней (КРУ) или наружной (КРУН) установки, коммутационных аппаратах, трансформаторах и другом оборудовании. Блок индикации выдает световой сигнал при наличии на оборудовании напряжения не менее чем 50 % от номинального значения. Величина тока, проходящего по шинам, не влияет на его показания. Индикатор не требует дополнительных источников питания.

Индикаторы целесообразно применять для получения информации о наличии или отсутствии напряжения на участках высоковольтных линий после выполнения коммутационных операций выключателями, разъединителями, контакторами. При этом блок индикации может размещаться на фасадных панелях шкафов, КРУ, КРУН, КСО, на выкатных тележках выключателей, на дверях отсеков с высоковольтным оборудованием. При установке блока индикации на диспетчерских пультах управления длина соединительных проводов не должна превышать 30 м.

Индикатор имеет следующие технические характеристики:

Номинальное напряжение (линейное), кВ 6-10

Испытательное напряжение высоковольтных цепей 50 Гц (по ГОСТ 1516.1), одноминутное, кВ 42

Климатическое исполнение по ГОСТ 15150-69 УХЛ2

Верхнее и нижнее значение рабочей температуры окружающей среды, °С +55

нижнее значение рабочей температуры окружающей среды, °С -60

Окружающая среда невзрывоопасная

Диапазон устойчивой индикации, % от номинального напряжения 50-200

Расстояние и сектор однозначного визуального восприятия информации 2 м, 30°

Степень электрической защиты блока индикации по ГОСТ 14254-80 IP41

Наибольшее расстояние установки блока индикации, м

с датчиком ДВНК 20

с датчиком ДВНП 3

Срок службы индикатора, лет 25

Наработка индикаторных элементов, не менее 5000 ч

Габаритные размеры, мм 30x70x6

датчика блока индикации 120x50x40

Масса, кг 0,3

Принцип работы индикатора основан на использовании емкостного тока, протекающего через цепь, образованную емкостью датчика относительно шинопровода, разрядные элементы и элемент индикации. Разрядные элементы предназначены для аккумулирования электрической энергии на датчиках и работают в импульсном режиме. Они имеют выводы в корпус индикатора. Напряжение в индикаторном блоке в нормальном режиме достигает 600-800 В при линейном напряжении 10 кВ и 340-460 В при 6 кВ. Протекающий емкостной ток не превышает 100 мА.

Для подключения карьерных электроприемников к карьерным электрораспределительным сетям (КРС) применяются специальные комплектные распредустройства (КРУ), называемые приключательными пунктами (ПП). На большинстве горных предприятий применяются ПП устаревшей конструкции с масляными выключателями.

Исследованиями ИГД УрО РАН установлено, что эти ПП имеют низкую эксплуатационную надежность, не обеспечивают надлежащую безопасность при обслуживании и эксплуатации. Эксплуатационная надежность приключательных пунктов типа ЯКНО характеризуется следующими показателями: наработка на отказ составляет 3990 ч, параметр потока отказов – 2.5×10^{-4} 1/ч, вероятность безотказной работы за 2000 ч составляет 0,806. Основной причиной выхода из строя ПП с масляным выключателем является повреждение масляного выключателя, на который в среднем приходится 38,3-42,4 % отказов от общего их количества по приключательному пункту.

Эксплуатационная надежность масляных выключателей характеризуется следующими показателями: наработка на отказ составляет 8151 ч, параметр потока отказов – 1.22×10^{-4} 1/ч, среднее время восстановления – 1,75 ч.

Основными недостатками масляных выключателей являются:

- значительные электрокоррозийные разрушения контактов под действием больших токов в масляной среде;
- окисление и загрязнение масла;
- взрывоопасность и пожароопасность масла;
- неодновременность замыкания контактов и т. д.

Использование масла в качестве дугогасящей и изолирующей среды отрицательно сказывается на надежность выключателей и безопасность их обслуживания.

Перечисленные недостатки масляных выключателей носят принципиальный характер и позволяют характеризовать масляный выключатель как ненадежный элемент приключательного пункта и требующий больших эксплуатационных затрат на поддержание его работоспособности. Эксплуатационные характеристики ПП значительно могут быть улучшены путем замены в них масляных выключателей вакуумными.

Вакуумные выключатели обладают следующими достоинствами:

- a) быстрое восстановление электрической прочности;
- б) погашение дуги при первом переходе тока через нуль;
- в) не требуется уход за контактами;
- г) нетоксичность, взрыво- и пожаробезопасность;
- д) широкий диапазон температуры окружающей среды от +50 °C до -50 °C;
- е) большой срок службы без ревизии и ремонтов;
- ж) высокая надежность;
- з) низкие эксплуатационные затраты.

Существенные недостатки имеются также в конструкции самих ПП. Существующие конструкции ПП не отвечают требованиям условий эксплуатации. Оболочки ПП не обеспечивают надежной защиты встроенной в них аппаратуры от воздействия окружающей среды, вследствие чего около 25 % отказов ПП происходит по причине перекрытия загрязненных изоляционных конструкций. Существующие ПП имеют недостаточную жесткость и механическую прочность, что приводит к их частым поломкам.

ПП не оборудованы штепсельными разъемами для подсоединения вводных и выводных концов гибких кабелей, что существенно влияет на надежность системы электроснабжения в условиях горных работ. На концевые заделки кабелей, применяемые в настоящее время, приходится значительное число повреждений (30-50 %) по ПП. Для выпускаемых ПП характерно также несовершенство схем и отсутствие надежных средств защиты и автоматики, что является причиной значительных перерывов в электроснабжении горных машин. В связи с этим возникла необходимость разработки и освоения в производстве ПП с вакуумными выключателями.

В 1995-1999 гг. разработаны, освоены в производстве и поставляются на горные предприятия одиночные приключательные пункты типа ЯКНО-10У1В с новыми компоновочными и схемно-режимными решениями восьми типоисполнений в зависимости от назначения:

- приключательный пункт в исполнении I, III, IV, VII предназначается для присоединения к электрораспределительным сетям различных электропотребителей;
- приключательный пункт в исполнении II предназначен для присоединения к электрораспределительным сетям роторных комплексов и карьерных экскаваторов;
- приключательный пункт исполнения V и VI предназначен для секционирования электрораспределительных сетей карьеров;

- приключательный пункт исполнения VIII предназначен для обеспечения питания электроосветительных сетей карьеров с совмещением основных функций присоединения и защиты электропотребителей.

По типу встроенного высоковольтного выключателя и трансформатора одиночный приключательный пункт ЯКНО-10У1В выпускается в следующих модификациях:

- ЯКНО-6У1В-ЭВ и ЯКНО-10У1В-ЭВ – приключательный пункт с вакуумным выключателем ВВТЭ-10-20/630УХЛ2 на напряжение 6 и 10 кВ (исполнение I, II, IV, V, VI и VII);

- ЯКНО-6У1В и ЯКНО-10У1В-В – приключательный пункт с вакуумным выключателем ВВ/TEL-10(6)-8/630УХЛ2.1 и ВВ/TEL-10(6)-12.5/630УХЛ2.1 на напряжение 6 и 10 кВ (исполнение I, II, III, V, VI, VII);

- ЯКНО-6У1-ЭТ и ЯКНО-10У1-ЭТ – приключательный пункт с маслозаполненным силовым трансформатором ТМ-25 и ТМ-40 мощностью 25 и 40 кВА на напряжение 10(6)/0,23 (0,4) кВ.

В горнодобывающей промышленности за последние годы находят все более широкое применение высоковольтные коммутационные аппараты, основанные на принципе гашения электрической дуги в глубоком вакууме, постепенно вытесняя ранее применявшимся небезопасные и ненадежные маломасляные выключатели. Это обусловлено рядом преимуществ, которыми обладают вакуумные коммутационные аппараты. Это, прежде всего, их высокая коммутационная способность, полная пожаро- и взрывобезопасность, высокое быстродействие и бесшумность в работе, быстрое восстановление последуговой прочности, простота в эксплуатации и удобство обслуживания, низкие эксплуатационные затраты, виброударная стойкость, малая масса и небольшие габаритные размеры, отсутствие вредного влияния на окружающую среду.

Быстродействие вакуумного выключателя позволяет применять его в схемах автоматического повторного включения (АПВ) и аварийного включения резерва АВР ответственных потребителей горного производства. Последнее особенно важно на открытых горных работах, где имеют место ложные срабатывания защит вследствие низкого качества изоляции электрических сетей.

Вакуумные выключатели и контакторы обладают высоким коммутационным ресурсом, составляющим 25000-100000 циклов "включения-отключения" при номинальном токе от 400 до 1600 А и поэтому могут применяться для частых коммутационных операций, а также для пуска и отключения асинхронных двигателей с короткозамкнутым или фазным ротором, для торможения этих двигателей противотоком и отключения медленно врачающихся двигателей.

В настоящее время освоено производство вакуумных выключателей типа ВБЭК-10-20/1600УХЛ, встраиваемых в ячейки КРУ типа К-59 и К-104, а также используемых для реконструкции ячеек типа К-12, К-13, К-37, КВЭ-10 и др. Выключатель рассчитан на класс напряжения 10 кВ, номинальный ток 1600 А, номинальный ток отключения 20 кА, собственное время включения выключателя не более 0,1 с, а время отключения не более 0,03 с, ресурс по коммутационной стойкости при токе нагрузки 1600 А составляет 25000 циклов "включение-отключение", срок службы до списания 25 лет.

Выключатель смонтирован на выкатном элементе, имеющем в своем составе аварийные расцепители максимального тока, работающие по методу дешунтирования и минимального напряжения. Предусмотрено также ручное включение и отключение выключателя в положении "проверка" и при выкатывании его из КРУ.

Начат серийный выпуск малогабаритного вакуумного выключателя ВБЭМ-10-12,5/800УХЛ2 на номинальное напряжение 10 кВ, номинальный ток нагрузки 800 А и номинальный ток отключения 12,5 кА. Масса выключателя всего 50 кг. Коммутационный ресурс выключателя при токе нагрузки 800 А составляет 50000 циклов "включение-отключение". Выключатель оснащен аварийными расцепителями максимального тока и минимального напряжения.

Освоены в серийном производстве вакуумные контакторы типа КВТ-10 на номинальное напряжение 10 кВ, номинальный ток 400 А, номинальный ток отключения 4 кА. Полное время отключения контактора не более 0,1 с и рассчитаны они для работы при температуре окружающей среды от +40 °С до -45 °С, относительной влажности окружающей среды при температуре 25 °С - 100 %, группе условий эксплуатации M13 для синусоидальной вибрации и M19 для механического удара многократного действия.

На базе этих контакторов созданы высоковольтные реверсоры, предназначенные для реверсирования вращения мощных двигателей, где необходимо переключение двух фаз источника питания.

Наряду с высоковольтными вакуумными контакторами разработаны и освоены в производстве и низковольтные вакуумные контакторы типа КВТ-1,14-2,5/250УЗ и КВТ-1,14-4/400УЗ на номинальное напряжение 1140 В, номинальный ток нагрузки 250 и 400 А и номинальный ток отключения 2,5 или 4 кА. Коммутационный ресурс этих контакторов превышает $1,6 \cdot 10^6$ циклов "включение-отключение".

Создание новых и совершенствование существующих вакуумных коммутационных аппаратов базируется на новейших разработках основного конструктивного их узла – вакуумных дугогасительных камер (ВДК). Поэтому на сегодняшний день уже разработано пятое поколение малоизаритных и высокоеффективных ВДК серии КДВА на напряжение 10 кВ и номинальный ток нагрузки 630; 800; 1000; 1600; 2500 и 3200 А. Эти ВДК характеризуются следующими данными:

- средняя скорость подвижного контакта камеры 0,5-0,9 м/сек при включении на последних 4 мм перед замыканием контактов;
- средняя скорость подвижного контакта камеры 1,0-1,9 м/сек при отключении на расстоянии 4 мм от замкнутого положения;
- дополнительное контактное нажатие не менее 1200 Н;
- время дребезга контактов камеры при включении не более 0,002 с;
- выбег и возврат подвижного контакта при отключении не более 2 мм;
- ход подвижного контакта 8 мм.

Упомянутые ВДК рассчитаны для работы при температуре воздуха от +55 °C до – 60 °C, относительной влажности воздуха 80 % при +20 °C, вибрационных нагрузках в диапазоне частот от 0,5 до 100 Гц.

Технический прогресс в горной электроэнергетике продолжается. Институтом горного дела УрО РАН совместно с другими научно-исследовательскими организациями и горнодобывающими предприятиями подготовлены тематические карточки (ТК) и технико-экономические требования (ТЭТ) на создание и освоение в производстве целого ряда принципиально нового электрооборудования и электросетевых устройств, обеспечивающих повышение надежности и безопасности энергообеспечения открытых горных работ и снижение себестоимости добычи минерального сырья.

УДК 622.271.5; 621.31; 658.382.3
Б. С. Стариков, Х. Б. Юнусов

БЕЗОПАСНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ПО СИСТЕМЕ ТП-Д В УСЛОВИЯХ МНОГОЧЕРПАКОВЫХ ДРАГ

Вопросы электробезопасности при эксплуатации электроприводов постоянного тока на драгах до сих пор мало изучены. Вместе с тем на драгах для привода черпаковой цепи (ЧЦ) и лебедок носовых канатов (ЛНК) все более широкое применение находят электроприводы постоянного тока по системе тиристорный преобразователь – двигатель (ТП-Д). Поэтому исследования параметров изоляции и условий безопасности эксплуатации электроприводов постоянного тока на драгах являются актуальными.

Периодические измерения сопротивления изоляции электрических сетей драг в настоящее время проводятся в соответствии с ПЭЭП [1] при снятом рабочем напряжении с сети. При этом отключаются электроприемники, аппараты, приборы и т. п. С помощью наиболее часто применяемых для измерений приборов (таких, как мегомметр М1101) можно определить сопротивление изоляции лишь отдельных участков сети. Сопротивление изоляции всей сети в целом при этом не может быть определено. Кроме того, при использовании мегомметров кабельные сети подвергаются испытаниям повышенным напряжением 1000...2500 В.

Правильное представление о состоянии изоляции электрической сети может быть получено только при измерениях в нормальных, эксплуатационных условиях, т. е. когда включены электроприемники и электрическая сеть находится под рабочим напряжением.

При экспериментальных исследованиях параметров изоляции электроустановок постоянного тока наиболее целесообразно использовать метод, требующий производства всего двух измерений одним прибором – вольтметром с конечной величиной внутреннего сопротивления [2].

Экспериментальные исследования состояния изоляции электрических сетей постоянного тока проводились на драгах типа ИЗТМ-250 золотодобывающих предприятий Дальнего Востока.

Состояние изоляции электрических сетей драг зависит от многих факторов. К числу таких факторов относятся качество электроизоляционных материалов, уровень эксплуатации электроустановок, старение изоляции, влажность окружающей среды, режим работы сети, напряжение сети, количество подключенного электрооборудования, протяженность и разветвленность электрической сети и т. п. Сочетание указанных факторов в каждый данный момент времени носит случайный характер. Поэтому параметры изоляции электрических сетей, вследствие большого числа влияющих факторов и случайности их сочетания, являются непрерывными случайными величинами. Это позволяет проводить обработку параметров изоляции методами теории вероятностей и математической статистики.

Наиболее полно распределения параметров изоляции электрических сетей характеризуются плотностью распределения и функцией накопления вероятностей (рис. 1, 2).

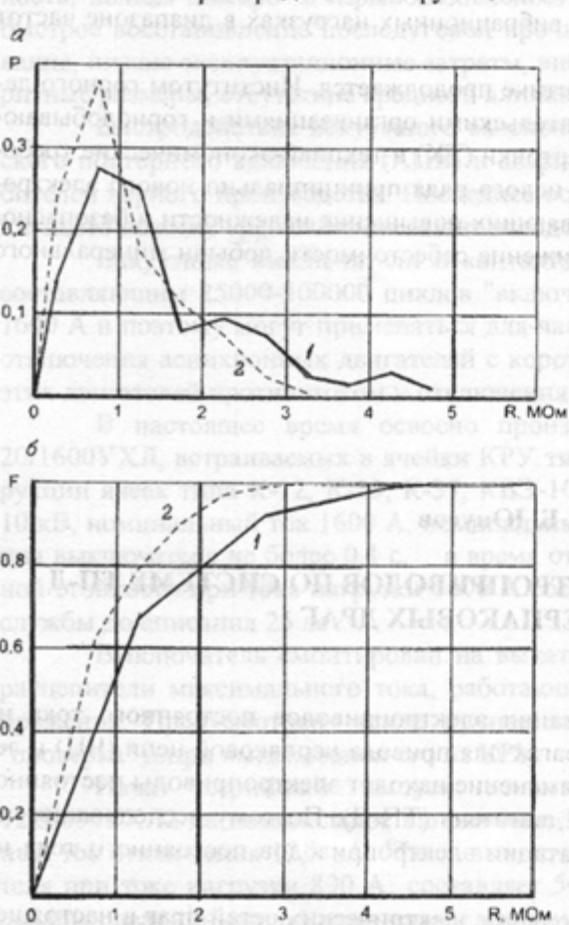


Рис. 1. Распределение параметров изоляции электрических сетей привода черпаковой

цепи драги:

а - плотность распределения; б - функция накопления вероятностей; 1 - для R_1 ; 2 - для R_2

На базе этих контактов создана система автоматического управления и контроля состояния изоляции

Сопротивление изоляции R_1 (полюса «+») электрической сети привода ЧЦ характеризуется диапазоном 0,19...6,29 МОм и максимальной плотностью распределения, приходящейся на интервал 0,5...1,5 МОм (см. рис. 1). От общего количества зарегистрированных данных значения сопротивления изоляции более 0,5 МОм составляют около 86 %.

Для сопротивления изоляции R_2 (полюса «-») электрической сети привода ЧЦ характерен диапазон 0,17...4,47 МОм, а максимальная плотность распределения приходится на интервал 0,5...1,0 МОм (см. рис. 1). Доля значений более 0,5 МОм составляет около 76 % от общего числа статистических данных.

Электрические сети приводов ЛНК характеризуются сопротивлением изоляции R_1 (полюса «+») с диапазоном распределения 0,33...18,05 МОм. Наибольшая плотность распределения приходится на интервал 0,5...1,0 МОм (см. рис. 2). На долю значений более 0,5 МОм приходится около 93 % от общего количества зарегистрированных данных.

Сопротивление изоляции R_2 (полюса «-») электрических сетей приводов ЛНК характеризуется диапазоном 0,22...17,36 МОм и максимальной плотностью распределения, приходящейся на интервал 1,0...1,5 МОм (см. рис.2). На долю значений более 0,5 МОм приходится около 95 % от общего числа статистических данных.

Таким образом, электрические сети электроприводов постоянного тока в дражных условиях вполне можно поддерживать в удовлетворительном состоянии, а их сопротивление изоляции, в основном, выше нормируемого Правилами эксплуатации электроустановок потребителей [1].

Для электроприводов постоянного тока на драгах все более широкое распространение получает система тиристорный преобразователь – двигатель. Питание тиристорного преобразователя осуществляется от отдельного силового трансформатора с изолированной нейтралью. При этом электрическая сеть носит комбинированный характер и состоит из двух электрически связанных участков: участка сети переменного тока частотой 50 Гц и участка сети постоянного (выпрямленного) тока (рис.3).

В этом случае ток утечки как на участке сети переменного тока, так и на участке сети постоянного тока, состоит из двух составляющих и зависит от состояния изоляции обоих участков [3].

При возникновении утечки с одного из полюсов участка сети постоянного тока по сопротивлению утечки R_{yt} будет протекать ток утечки I_{yt}

$$I_{yt} = I' + I'' \quad (1)$$

Составляющая тока I' обусловлена активным сопротивлением изоляции участка переменного тока. Источником тока I' служит трехфазный выпрямитель, образованный одним плечом тиристорного преобразователя. Поэтому ток I' является выпрямленным током, действующее значение которого определяется по выражению [3]

$$I' = \frac{1,17 \cdot U_\phi \cdot R}{R \cdot R_{yt} + R \cdot R_1 + R_{yt} \cdot R_1}, \quad (2)$$

где U_ϕ – фазное напряжение сети переменного тока; R – активное сопротивление изоляции участка сети переменного тока; R_1 – сопротивление изоляции неповрежденного полюса сети постоянного тока; R_{yt} – сопротивление утечки.

Составляющая тока I'' обусловлена активным сопротивлением изоляции неповрежденного полюса постоянного тока. Источником тока I'' служит шеститактный выпрямитель, образованный обеими группами вентилей тиристорного преобразователя. Действующее значение тока I'' определяется по выражению

$$I'' = \frac{2,32 \cdot U_\phi}{R_{yt} + R_1}. \quad (3)$$

Величина общего тока утечки будет

$$I_{yt} = U_\phi \cdot \left(\frac{1,17 \cdot R_1}{R \cdot R_{yt} + R \cdot R_1 + R_{yt} \cdot R_1} + \frac{2,32}{R_{yt} + R_1} \right). \quad (4)$$

Зависимости тока утечки через сопротивление $R_{yt} = R_h = 1000$ Ом, подключенное к полюсу сети постоянного тока при $R_1 = 0,5$ МОм, от сопротивления изоляции участка перемен-

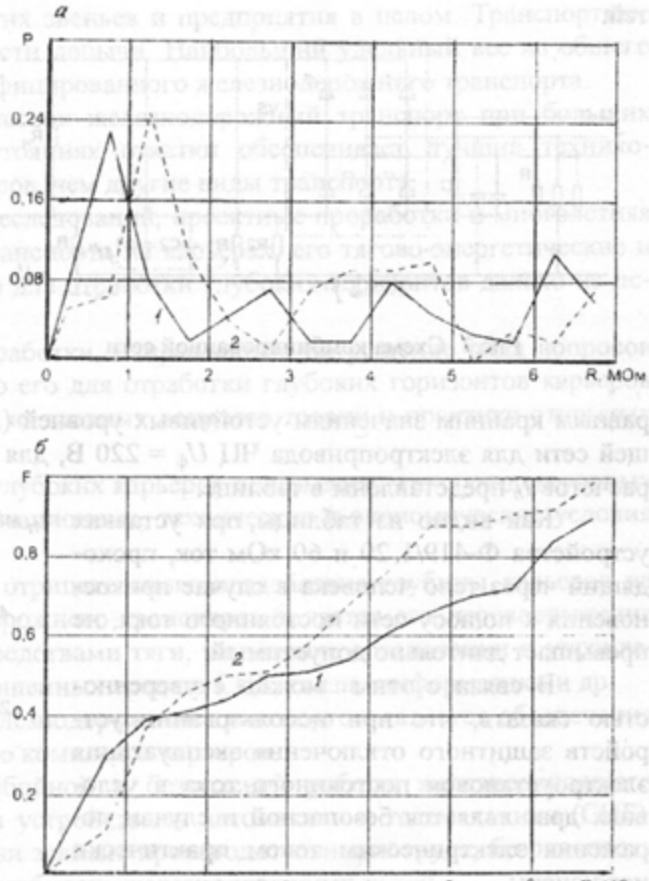


Рис. 2. Распределение параметров изоляции электрических сетей привода лебедок носовых канатов драг: а - плотность распределения; б - функция накопления вероятностей: 1 – для R_1 ; 2 – для R_2 .

ногого тока представлены на рис. 4. Из представленных зависимостей видно, что ток утечки через сопротивление, равное сопротивлению тела человека, будет меньше длительно допустимого тока $I_{\text{доп}} = 15 \text{ mA}$ [4] при сопротивлении изоляции сети переменного тока напряжением 380 В более 18,0 кОм, сети напряжением 220 В более 9,5 кОм. В связи с этим, комбинированные электрические сети должны быть укомплектованы устройствами непрерывного контроля сопротивления изоляции, действующими на отключение сети. Причем, применяемые устройства защитного отключения должны реагировать на снижение сопротивления изоляции как участка сети переменного тока, так и участка сети постоянного тока. В настоящее время отечественной промышленностью выпускается несколько типов устройств защитного отключения для комбинированных электрических сетей.

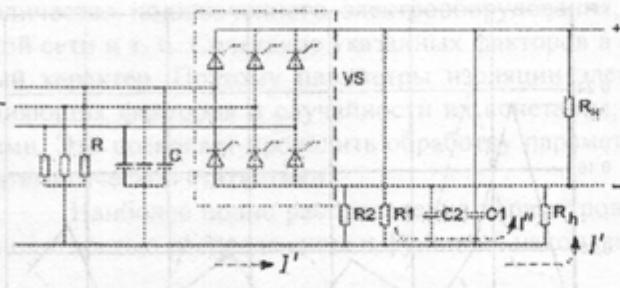


Рис.3. Схема комбинированной сети

равным крайним значениям устойчивых уровней ($R_1 = 0,5 \dots 1,5 \text{ кОм}$): фазное напряжение питающей сети для электропривода ЧЦ $U_\phi = 220 \text{ В}$, для электропривода ЛНК $U_\phi = 127 \text{ В}$. Результаты расчетов I_h представлены в таблице.

Как видно из таблицы, при уставках устройства Ф-419/1 20 и 60 кОм ток, проходящий через тело человека в случае прикосновения к полюсу сети постоянного тока, не превышает длительно допустимый.

В связи с этим можно с уверенностью сказать, что при использовании устройств защитного отключения эксплуатация электроустановок постоянного тока в условиях драг является безопасной и случаи поражения электрическим током практически исключены.

Для случаев, когда в качестве устройства защитного отключения комбинированных сетей драг будет использоваться устройство Ф-419/1, определим значения тока через тело человека I_h , прикоснувшегося к полюсу участка сети постоянного тока. При этом сопротивление изоляции участка сети переменного тока возьмем равным уставкам срабатывания устройства защитного отключения ($R = 12; 20; 60 \text{ кОм}$); сопротивление изоляции полюса сети постоянного тока примем

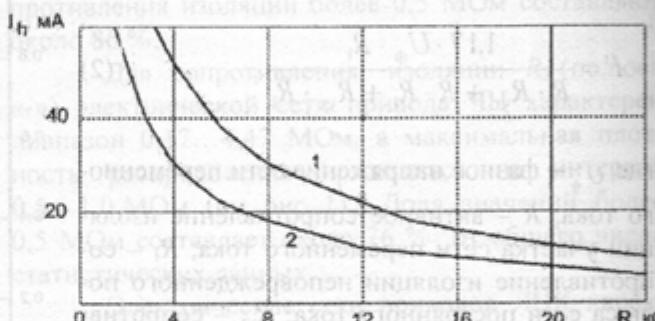


Рис. 4. Зависимости I_h от параметров изоляции комбинированной сети ($R_1 = 0,5 \text{ МОм}$):
1 – для сети 380 В; 2 – для сети 220 В

Расчетные значения тока I_h , мА

Уставка, кОм	Привод ЧЦ	Привод ЛНК
12	20,1...12,8	11,6...12,0
20	12,6...13,3	7,3...7,7
60	4,6...5,02	2,6...3,0

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Правила эксплуатации электроустановок потребителей / Госэнергонадзор Минтопэнерго РФ. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1992. 288 с.
- Цапенко Е. Ф. Контроль изоляции в сетях до 1000 В. 2-е изд., перераб. М.: Энергия, 1972. 152 с.
- Колосюк В. П. Защитное отключение рудничных электроустановок. М.: Недра, 1980. 334 с.
- Карякин Р. Н. Заземляющие устройства электроустановок: Справочник. М.: ЗАО «Энергосервис», 2000. 376 с.

АВТОМАТИКА И ТЕЛЕМЕХАНИКА ВНУТРИКАРЬЕРНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ СТАНЦИЙ

На горнодобывающих предприятиях с открытым способом разработки особая роль принадлежит карьерному транспорту. Он не только наиболее сложное и трудоемкое звено технологического процесса разработки месторождений полезных ископаемых, но и в значительной степени определяет условия и показатели работы других звеньев и предприятия в целом. Транспортные расходы составляют более 50 % в себестоимости добычи. Наибольший удельный вес из общего объема перевозок приходится на долю электрифицированного железнодорожного транспорта.

Благодаря низкой себестоимости перевозок железнодорожный транспорт при больших объемах производства и значительных расстояниях откатки обеспечивает лучшие технико-экономические показатели эксплуатации карьеров, чем другие виды транспорта.

Как показывают результаты научных исследований, проектные проработки и многолетняя практика использования железнодорожного транспорта на карьерах, его тягово-энергетические и технологические возможности по применению для отработки глубоких горизонтов далеко не исчерпаны.

В этой связи научно-технические проработки, направленные на решение ряда вопросов железнодорожного транспорта по применению его для отработки глубоких горизонтов карьеров имеют актуальное значение и являются одним из главных вопросов теории и практики открытых горных работ.

Опыт проектирования и эксплуатации глубоких карьеров показывает, что с уходом горных работ на глубину горно-геологические, организационные, технические и экономические условия разработки ухудшаются.

Основным направлением уменьшения отрицательного воздействия глубины карьеров на технико-экономические показатели железнодорожного транспорта является его перевооружение более совершенными и производительными средствами тяги, улучшение организации и управления транспортом за счет внедрения более совершенных средств СЦБ, связи, информатики и др.

Одной из важных задач управления железнодорожным транспортом является обеспечение эффективной работы погрузочно-транспортного комплекса карьеров.

Решение задачи обеспечения бесперебойной и безопасной работы железнодорожного транспорта глубоких карьеров осуществляется устройствами автоматики и телемеханики (СЦБ). От их надежной работы в значительной степени зависит производительность труда, безопасность движения поездов, пропускная и провозная способность железнодорожных путей.

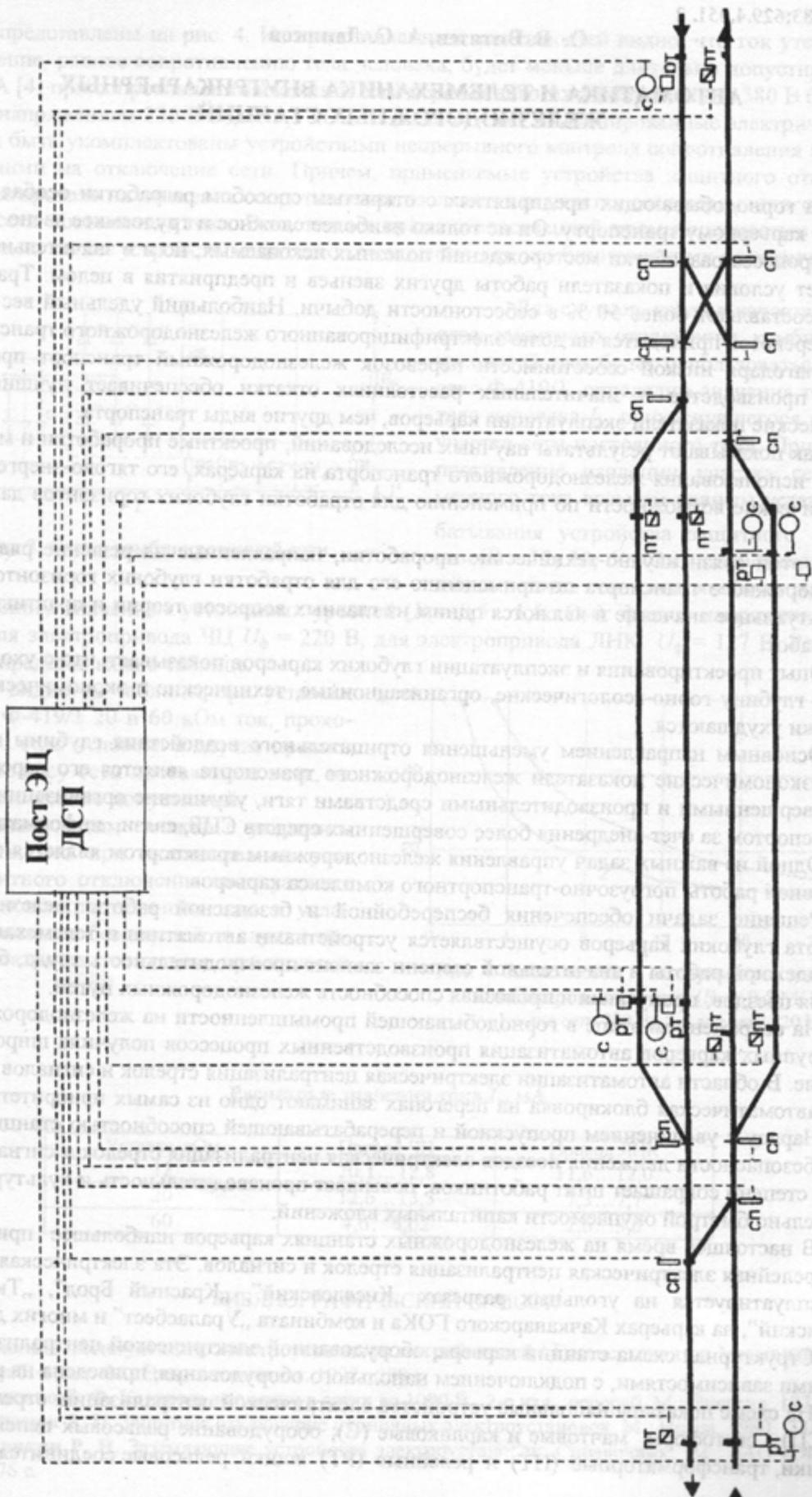
На современном этапе в горнодобывающей промышленности на железнодорожном транспорте крупных карьеров автоматизация производственных процессов получила широкое распространение. В области автоматизации электрическая централизация стрелок и сигналов на станциях (ЭЦ) и автоматическая блокировка на перегонах занимают одно из самых приоритетных направлений. Наряду с увеличением пропускной и перерабатывающей способностью станций и обеспечением безопасности движения поездов электрическая централизация стрелок и сигналов в значительной степени сокращает штат работников, повышает производительность и культуру труда при сравнительно быстрой окупаемости капитальных вложений.

В настоящее время на железнодорожных станциях карьеров наибольшее применение получила релейная электрическая централизация стрелок и сигналов. Эта электрическая централизация эксплуатируется на угольных разрезах „Киселевский”, „Красный Брод”, „Тюльганский”, „Волчанский”, на карьерах Качканарского ГОКа и комбината „Ураласбест” и многих других.

Структурная схема станции карьера, оборудованной электрической централизацией с центральными зависимостями, с подключением напольного оборудования, приведена на рис. 1.

На схеме показаны напольные устройства электрической централизации: стрелочные переводы (СП); светофоры мачтовые и карликовые (С); оборудование рельсовых цепей (изолирующие стыки, трансформаторные (ПТ) и релейные (РТ) ящики, рельсовые соединители, дроссели,

Рис. 1. Общая схема рельской централизации с центральными зависимостями



дроссель-трансформаторы, перемычки); релейные и батарейные ящики; кабельные сети (показаны сокращенно).

Постовое оборудование электрической централизации (пульт-табло, ставивы блочные и релейные, питающая установка) размещается в здании поста ЭЦ, где также находится дежурный по станции (ДСП).

Электрическая централизация с местными зависимостями на карьерном транспорте практически не встречается, станции и посты оборудованы в основном с центральными зависимостями.

Рельсовая цепь электрической централизации является основным элементом. С её помощью осуществляется контроль перемещения подвижного состава по стрелкам и приемо-отправочным путям станции посредством контроля свободности и занятости стрелок и участков путей.

Кроме того, рельсовые цепи используются для пропуска (канализации) обратного тягового тока электрифицированных железных дорог. Канализация тягового тока значительно усложняет работу рельсовых цепей и снижает их надежность.

Для одновременного обеспечения работы рельсовой цепи электрической централизации и пропуска обратного тягового тока по одним и тем же рельсам применяется дорогостоящее медь-содержащее оборудование: дроссель-трансформаторы, дроссельные и междроссельные перемычки, соединительные тяговые джемперы и прочее. Рельсовые цепи являются одним из основных потребителей электрической энергии электрической централизации.

К каждому напольному объекту прокладываются самостоятельные жилы дефицитного медного дорогостоящего кабеля. Это влечет большой расход кабельной продукции и увеличивает стоимость строительно-монтажных работ электрической централизации.

Управление напольными устройствами и контроль их состояния на посту электрической централизации осуществляется релейными схемами с помощью аппаратуры, содержащей драгоценные металлы. Для размещения этой аппаратуры требуются значительные площади в зданиях постов ЭЦ.

Вся информация о состоянии напольных устройств и перемещении подвижного состава по путям станции отражается на пульт-табло дежурного по станции.

Система электрической централизации непрерывно совершенствуется в направлении снижения стоимости строительства, повышения надежности, типизации и удобства обслуживания.

На современном этапе развития электрической централизации ведутся исследования новой системы электрической централизации с целью снижения стоимости её строительства, обеспечения более высокой надёжности, повышения типизации и удобства обслуживания, использования современных энергосберегающих технологий.

Решение поставленных задач возможно на базе компьютерных технологий с привлечением методов и средств искусственного интеллекта, принципов построения интеллектуальных систем, а именно создание электрической централизации стрелок и сигналов на микропроцессорах.

Создание такой электрической централизации позволит улучшить технико-экономические показатели работы железнодорожного транспорта, тем самым увеличить зону его эффективного применения для отработки глубоких горизонтов карьеров.

Таким образом переход с аппаратного метода решения технологических задач транспортных систем на микропроцессорный и программный методы в устройствах автоматики и телемеханики железнодорожного транспорта карьеров является весьма актуальной задачей.

Обзор научно-технической литературы показывает, что за рубежом ведутся работы по созданию электрической централизации на микропроцессорах. В Англии в течение почти десяти лет проводятся исследования электрической централизации на микропроцессорах. Аналогичные работы ведутся в Канаде, Германии, США, Швеции и других странах.

На железных дорогах России практическое внедрение идей интеллектуализации в системы автоматизации и управления, работающих в реальном масштабе времени, идет крайне медленно.

На карьерном железнодорожном транспорте нашей страны и стран СНГ исследования, направленные на разработку микропроцессорной электрической централизации стрелок и сигналов и внедрение её на карьерных станциях, не проводятся.

В связи с этим работы ИГД УрО РАН по обоснованию и разработке микропроцессорной электрической централизации для железнодорожных станций карьеров весьма актуальны.

Основная задача исследований ИГД УрО РАН – это создание новой системы микропроцессорной электрической централизации стрелок и сигналов, направленной на дальнейшее развитие средств автоматизации карьерной железнодорожной станции. Микропроцессорная электрическая централизация представляет собой многоуровневую систему с программируемыми аппаратными средствами. На нижнем (первом) уровне предусматриваются программируемые логические контроллеры, которые осуществляют сбор и предварительную обработку информации, а также вывод управляющих сигналов на объект.

Дальнейшая обработка информации с контроллеров нижнего уровня производится на групповых программируемых концентраторах нижнего уровня, которые осуществляют обмен информацией между нижним и вторым уровнем системы.

На втором уровне находится постовой программируемый концентратор, в котором осуществляется последующая обработка информации, отрабатывается управляющая программа всей станции и осуществляется обмен информацией между концентраторами нижнего уровня.

Постовой концентратор обеспечивает обмен информацией с верхним уровнем (диспетчерским) при дальнейшем развитии систем автоматизации и управления.

Для достижения поставленной цели необходимо разработать микропроцессорные контроллеры (МК) для съема и обработки информации с первичных напольных устройств и микропроцессорные концентраторы нижнего уровня (НК). Оптимальная емкость контроллеров и концентраторов нижнего уровня будет определена при дальнейших проработках. Эти контроллеры и концентраторы размещаются на полу в непосредственной близости от объектов контроля и управления (стрелок, сигналов, датчиков).

Передача управляющих действий дежурного персонала станции к напольным объектам и прием передаваемой информации с нижнего уровня осуществляется разрабатываемой микропроцессорной постовой аппаратурой (ПК).

Обеспечение работы микропроцессорной ЭЦ требует разработки большого количества математического и программного обеспечения задач функционирования системы, таких как:

- решение задач по контролю и управлению объектами электрической централизации;
- слежение за перемещением подвижного состава;
- отображение текущего состояния путей и напольных устройств на мониторе персонального компьютера дежурного по станции;
- вариантов всех возможных передвижений по станции, допускаемых путевым развитием, с блокировкой враждебных маршрутов;
- установка и замыкание маршрутов;
- отмены установленного маршрута;
- искусственной разделки маршрута при сбое в работе оборудования и т. д.

Схема предлагаемой микропроцессорной электрической централизации приведена на рис. 2.

Размещение аппаратуры съема и обработки первичных сигналов у рельсов позволяет по одной маложильной линии связи передавать на пост управления контрольную, а к объектам управления – директивную информацию. Это значительно сокращает количество прокладываемых магистральных кабелей и снижает объемы строительно-монтажных работ, а также трудоемкость при новом строительстве и реконструкции.

Замена устройств контроля свободности и занятости путей и стрелок на железнодорожном транспорте карьеров посредством рельсовых цепей на метод счета осей с помощью датчиков исключает из структуры технических средств электрической централизации изолирующие стыки, дорогие медьодержащие устройства и оборудование (дроссель-трансформаторы, дроссельные перемычки, соединительные и тяговые джемперы). Кроме того значительно сокращается потребляемая рельсовыми цепями электроэнергия.

Разработка постовой аппаратуры приема, передаваемой с поля информации с напольных устройств и передачи управляющих действий оперативного персонала к напольным объектам, позволит значительно сократить площади зданий постов ЭЦ, необходимые для размещения аппаратуры.

Разрабатываемая система микропроцессорной электрической централизации является системой модульного типа, что дает возможность легко переустраивать её в зависимости от путевого

Рис. 2. Общая схема микропроцессорной централизации железнодорожной станции карьера

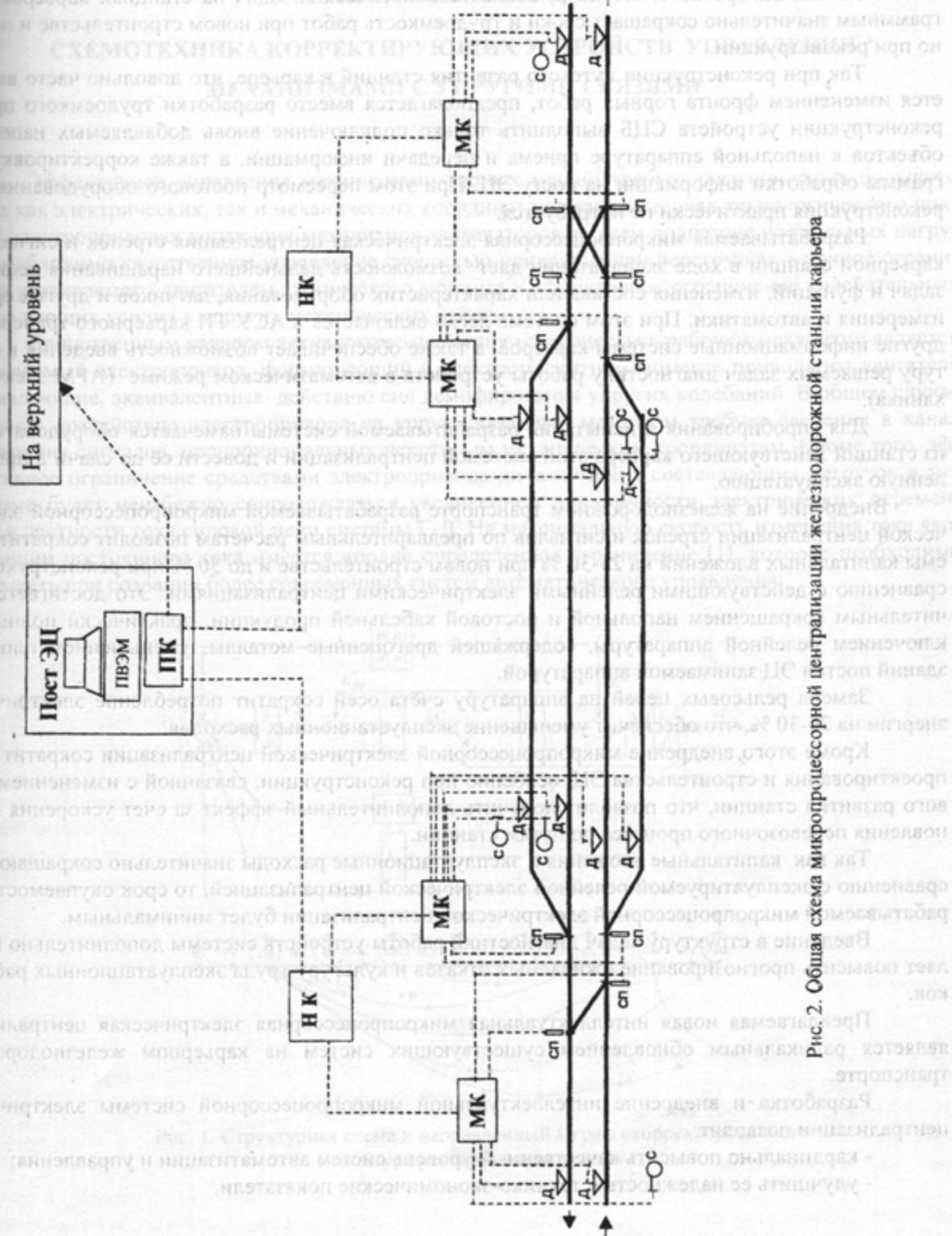


Рис. 1. Структурная схема микропроцессорного управления и индикатором мото-механизма ковша экскаватора

Таким образом, проектирование автоматизированных электрических систем предполагает введение в каналы управления достаточно большого числа сигналов, пропорциональных координатам электрического и механического характера. Отсутствие промышленных датчиков вынуждает необходимость разработки методов координатного измерения этих координат.

На рис. 1 приведен вариант структуры контура регулирования управляемого момента системы автоматического управления механизмом гидравлического ковша экскаватора. Здесь же показан структурный график, на основании которого получена передаточная функция замкнутой системы и выполнена

развития станции и объема сигнального оборудования. При этом логические зависимости, осуществляемые программным путем, должны обеспечивать требования безопасности.

Замена аппаратного метода решения технологических задач на станциях карьеров – программным значительно сокращает сроки и трудоемкость работ при новом строительстве и особенно при реконструкции.

Так при реконструкции путевого развития станций в карьере, что довольно часто вызывается изменением фронта горных работ, предполагается вместо разработки трудоемкого проекта реконструкции устройств СЦБ выполнить только подключение вновь добавляемых напольных объектов к напольной аппаратуре приема и передачи информации, а также корректировку программы обработки информации на посту ЭЦ. При этом пересмотр постового оборудования и его реконструкция практически не потребуется.

Разрабатываемая микропроцессорная электрическая централизация стрелок и сигналов на карьерной станции в ходе эксплуатации дает возможность дальнейшего наращивания решаемых задач и функций, изменения состава или характеристик оборудования, датчиков и других средств измерения и автоматики. При этом система легко включается в АСУ ТП карьерного транспорта и другие информационные системы карьеров, а также обеспечивает возможность введения в структуру решаемых задач диагностику работы устройств в автоматическом режиме (АРМ электромеханика).

Для апробирования и испытания разрабатываемой системы намечается оборудовать одну из станций действующего карьера этой системой централизации и довести её до сдачи в промышленную эксплуатацию.

Внедрение на железнодорожном транспорте разрабатываемой микропроцессорной электрической централизации стрелок и сигналов по предварительным расчетам позволит сократить объемы капитальных вложений на 25-30 % при новом строительстве и до 50 % при реконструкции по сравнению с действующими релейными электрическими централизациями. Это достигается значительным сокращением напольной и постовой кабельной продукции, практически полным исключением релейной аппаратуры, содержащей драгоценные металлы, уменьшением площадей зданий постов ЭЦ занимаемой аппаратурой.

Замена рельсовых цепей на аппаратуру счёта осей сократит потребление электрической энергии на 20-30 %, что обеспечит уменьшение эксплуатационных расходов.

Кроме этого, внедрение микропроцессорной электрической централизации сократит сроки проектирования и строительства ЭЦ, особенно при реконструкции, связанной с изменением путевого развития станции, что позволит получить дополнительный эффект за счет ускорения возобновления перевозочного процесса по путям станции.

Так как капитальные вложения и эксплуатационные расходы значительно сокращаются по сравнению с эксплуатируемой релейной электрической централизацией, то срок окупаемости разрабатываемой микропроцессорной электрической централизации будет минимальным.

Введение в структуру задач диагностики работы устройств системы дополнительно позволяет повысить прогнозирование ожидаемых отказов и культуру труда эксплуатационных работников.

Предлагаемая новая интеллектуальная микропроцессорная электрическая централизация является радикальным обновлением существующих систем на карьерном железнодорожном транспорте.

Разработка и внедрение интеллектуальной микропроцессорной системы электрической централизации позволит:

- кардинально повысить качественный уровень систем автоматизации и управления;
- улучшить ее надежность и технико-экономические показатели.

Разработка постовой аппаратуры приема, передаваемой с постами информации с напольных устройств и передачи управляющих действий операторского персонала к железнодорожным путям, позволит значительно сократить площадь зданий постов ЭЦ, необходимых для размещения аппаратуры.

Разрабатываемая система микропроцессорной электрической централизации является системой модульного типа, что дает возможность легко переделать аппаратуру и узлы изначально

мощью простой структуры получены три полезных сигнала, необходимые для корректировочных УДК 622.7-52
 Код доступа в базу данных: 00000000000000000000000000000000
 С. Н. Скобцов, И. В. Костромина
 СХЕМОТЕХНИКА КОРРЕКТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ УПРАВЛЕНИЯ
 МЕХАНИЗМАМИ С УПРУГИМИ СВЯЗЯМИ

Эффективное управление механизмами горных машин требует регулирования большого числа как электрических, так и механических координат на разных стадиях технологического цикла. В электроприводах копающих механизмов экскаваторов во всем диапазоне нормальных нагрузок необходимо качественное управление скоростью привода, а при перегрузках – точное ограничение развивающегося двигателем статического момента и эффективное ограничение колебательных составляющих усилия в упругих механических связях.

Единственным каналом активного воздействия на процессы в рабочем механизме является управляемый электропривод, формирующий в электромагнитном моменте приводного двигателя составляющие, эквивалентные действию сил демпфирования упругих колебаний. В общем случае активное воздействие электропривода на упругосвязанный механизм требует введения в канал управления сигналов, пропорциональных некоторым механическим координатам. Кроме того, эффективное ограничение средствами электропривода динамических составляющих нагрузок в механизме будет неизбежно сопровождаться увеличением динамичности электрических переменных, в частности тока силовой цепи системы Г-Д. На максимальную скорость изменения тока якоря машин постоянного тока имеется вполне определенное ограничение [1], которое необходимо учитывать при создании более современных систем автоматического управления.

Ранее предполагалось, что исходные координаты ϕ_0 и J_0 измеряются непосредственно с помощью точных датчиков [1]. Изменение частоты вращения ω_1^* и момента M_1^* часто встречает определенные трудности. Расчетная схема показывает, что это может быть связано с тем, что частота вращения ω_1^* выше частоты вращения ω_2^* , что приводит к нестабильности работы системы. Для решения этой проблемы предложено использовать схему обратной связи, основанную на измерении момента M_{12} . Сигнал M_{12} усиливается и сравнивается с заданным значением M_{12}^* . Разница между этими значениями используется для коррекции момента M_1 .

Рассмотрим соответствующую структурную схему (рис. 1). Сигнал с датчика возбуждения генератора проходит через усилитель E_r и дифференциатор k_1/p . Дифференциатор выдаёт сигнал, пропорциональный производной от момента M_1 . Сигнал M_1^* усиливается и сравнивается с сигналом M_1 . Разница между этими сигналами используется для коррекции момента M_1 . Сигнал M_{12} усиливается и сравнивается с заданным значением M_{12}^* . Разница между этими сигналами используется для коррекции момента M_1 . Сигнал M_1 усиливается и сравнивается с сигналом M_{12} . Разница между этими сигналами используется для коррекции момента M_1 .

Рис. 1. Структурная схема и направленный k -граф скорректированного контура регулирования усилия

Таким образом, проектирование автоматизированных электроприводов предполагает введение в канал управления достаточно большого числа сигналов, пропорциональных координатам электрического и механического характера. Отсутствие промышленных датчиков вызывает необходимость разработки методов косвенного измерения этих координат. На рис. 1 приведен вариант структуры контура регулирования упругого момента системы автоматического управления механизмом подъема ковша экскаватора. Здесь же показан структурный график, на основании которого получена передаточная функция замкнутой системы и выполнен

синтез корректирующих устройств по критерию заданного демпфирования упругих колебаний усилия в подъемном канате [2]. В качестве сигналов корректирующих обратных связей принятые момент сил упругости M_{12} и его производная ($\Delta\omega$), частота вращения вала двигателя ω_1 и ее производная, а также скорость второй массы ω_2 двухмассовой схемы замещения механизма, приведенной на рис. 2.

Рис. 2. Двухмассовая схема замещения механизма

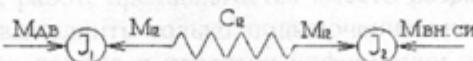


Рис. 2. Двухмассовая схема замещения механизма

Все перечисленные координаты могут быть измерены косвенным методом в предположении, что частота вращения вала двигателя ω_1 и ток силовой цепи I_s измеряются непосредственно с помощью соответствующих промышленных датчиков.

Движение механизма описывается известной системой уравнений

$$M_{\text{дв}} = M_{12} + J_1 \frac{d\omega}{dt}; \quad (1)$$

$$M_{12} = C_{12} \int (\omega_1 - \omega_2) dt; \quad (2)$$

$$M_{12} = M_{\text{ин.сил}} + J_2 \frac{d\omega}{dt}; \quad (3)$$

Заметим, что в реальных системах потребление электрической энергии на 20-50 % снижается.

$$M_{\text{дв}} = C_m \cdot I_s. \quad (4)$$

Кроме этого, энергетическая эффективность машин при реконструкции, связанной с изменением нутч-программирования и строительства, неизменно приростом времени работы.

Методику синтеза аналогового устройства, обеспечивающего выделение сигнала, пропорционального упругому моменту, рассмотрим по этапам.

1. Решим уравнение (1) относительно скорости ω_1

$$\omega_1 = \int \left(\frac{M_{\text{дв}}}{J_1} - M_{12} \right) dt. \quad (5)$$

2. Составим следящую систему, где входным сигналом будет скорость ω_1 , а прямая цепь соответствует правой части уравнения (5) (рис. 3).

При условии устойчивости выходное напряжение инвертирующего усилителя 3 будет в каждый момент времени воспроизводить (по определению следящей системы) с противоположным знаком входной сигнал ω_1 .

С другой стороны, это напряжение будет соответствовать уравнению (5) только в том случае, если два входных сигнала интегратора 2 есть суть I_s и M_{12} . Следовательно, выходное напряжение усилителя 1 с бесконечным коэффициентом усиления не может быть ничем иным, кроме искомого момента M_{12} .

3. Поменяем местами интегратор и инвертирующий усилитель, сделав его суммирующим с прежними коэффициентами (рис. 4, a). На выходе интегратора по-прежнему будет сигнал ω_1 , а на входе будет сигнал, пропорциональный первой производной скорости ω'_1 . Таким образом, с по-

с помощью простой структуры получены три полезных сигнала, необходимые для корректирующих обратных связей в системах автоматического управления.

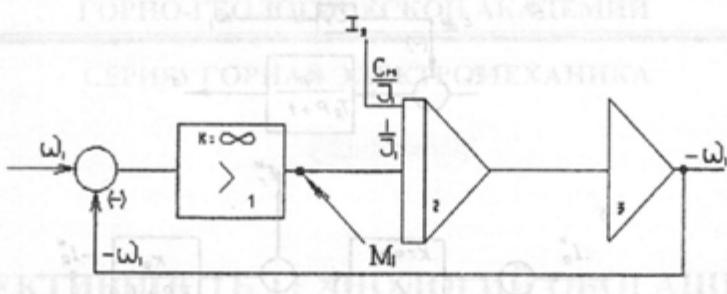


Рис. 3. Базовая структура измерения

Используя уравнение (2) и действуя таким же образом, синтезируем схему, выделяющую сигналы, пропорциональные скорости второй массы ω_2 и первой производной от упругого момента M_{12} (рис. 4, б).

Уравнение (3) позволяет получить сигналы, пропорциональные моменту внешних сил $M_{вн. сил}$ и производной от скорости второй массы ω_2 (рис. 4, в).

Ранее предполагалось, что исходные переменные ω_1 и I_1 измеряются непосредственно с помощью точных датчиков. Однако точное измерение частоты вращения вала двигателя ω_1 часто встречает определенные трудности. Рассмотренный выше метод следящей системы позволяет легко решить эту задачу при условии, что точно известна передаточная функция силовой цепи системы Г-Д.

Рассмотрим соответствующий участок структурной схемы электропривода (рис. 5, а).

Сигнал с датчика тока цепи независимого возбуждения генератора пропорционален ЭДС генератора. Структура, приведенная на (рис. 5, б) выделяет сигнал, пропорциональный противо-ЭДС двигателя, то есть пропорциональный ω_1 . Выходное напряжение усилителя 1 с бесконечным усилением дает в этой схеме нужный сигнал.

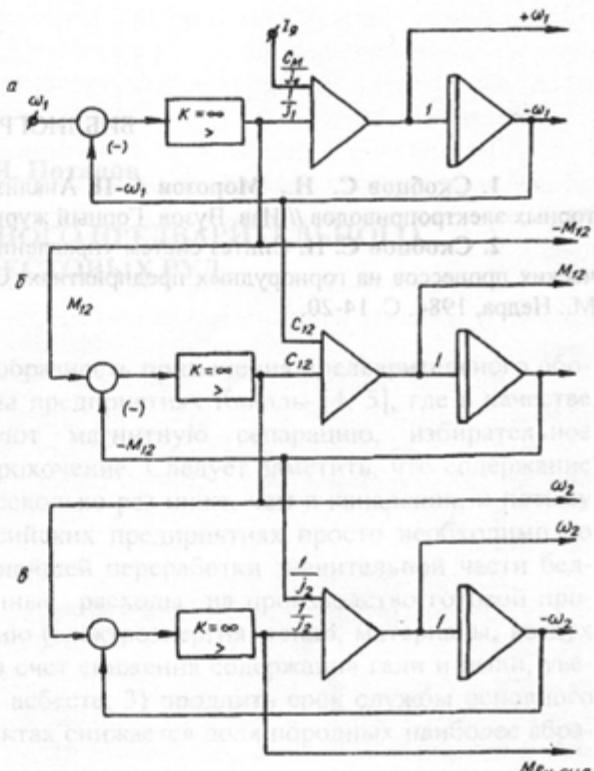
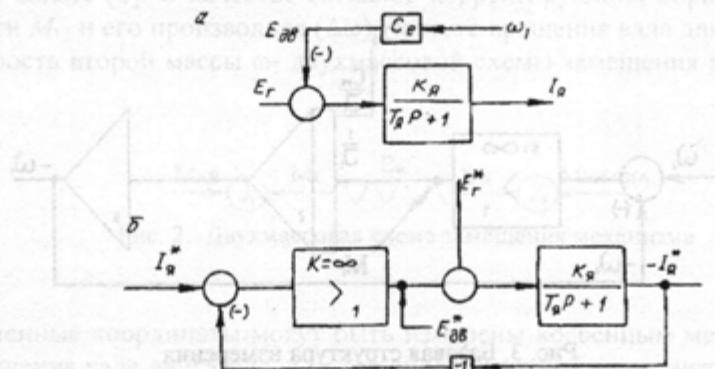


Рис. 4. Структура косвенного измерения механических координат двухмассовой упругой системы: а - схема выделения M_{12} и ω_1 по I_1 и ω_1 ; б - схема выделения M_{12} и ω_2 по ω_1 и ω_2 ; в - схема выделения $M_{вн. сил}$ и ω_2 по ω_1 и ω_2

Данные машины предварительного обогащения имеют ограничения по избирательности избирательного дробления-грохочения зависят от зерна всебогатыни руды. Если руда с зерном всебогатыни этим методом (при зерне крупности $+40$ мм можно выделить до 60 % хвостов с содержанием всебогатыни 0,42 %), а руда с зерном всебогатыни типа створчатые листы имеют зерна всебогатыни до 13 % хвостов с содержанием всебогатыни 0,54 %), то руды с зерном всебогатыни типа крупная сетка данным методом не обогащаются совсем. Для последнего типа руда характерна отсутствие избирательности разрушения и руда данного типа остается в виде сростков. Непосредственная часть разрушения руды (смеси из различных пропорций руды разных типов всебогатыни), представляет собой сростки, в начальном которых связывают возможность предварительного дробления магнитным методом, поскольку искра из контакта жил всебогатыни и алюминия

хийон-сигнальной цепи ведется харкоза ит ионуров, мордако яшоци син-
хронизированных узлов по координатам, узлы же по координатам
имеют в подчиненном виде [2]. В качестве сигналов корректирующих обратных связей пред-
назначены сигналы момента сопротивления M_f и его производной \dot{M}_f , а также сигналы момента
второй массы M_2 и его производной \dot{M}_2 . Структура управления механизмом приведена
на рис. 2.



Все перечисленные координаты можно заменить на координаты вектора E , если учесть, что частота вращения тела ω должна быть равна частоте изменения мгновенного положения соответствующих производных датчиков.

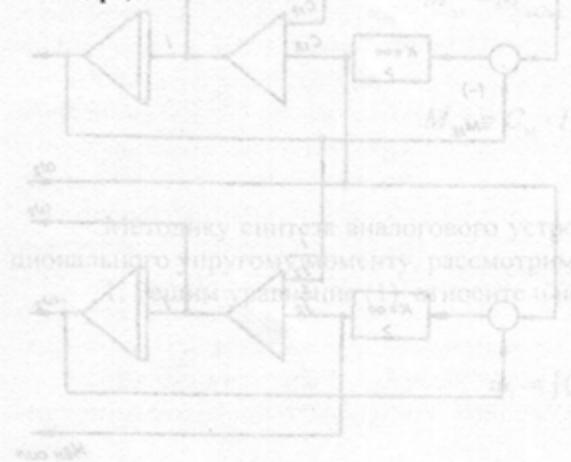
Движение механизма определяется известной системой уравнений

Рис. 5. Структура, реализующая точное измерение ω_1



1. Скобцов С. Н., Морозов А. П. Анализ динамических нагрузок электрических машин экскаваторных электроприводов // Изв. Вузов. Горный журнал. 1983. № 12. Типография УГМК (Свердловск).

2. Скобцов С. Н. Синтез систем управления приводом горных машин // Автоматизация технологических процессов на горнорудных предприятиях: Справочное пособие / Под общ. Ред. В. С. Виноградова. М.: Недра, 1984. С. 14-20.



На рисунке синтез аналогового устройства управления динамического приводом, рассмотрим влияние изменения момента инерции M_2 на измерение ω_1 . Пусть изменилась скорость ω , то есть изменился момент инерции M_2 . Тогда из уравнения (5) получим

С другой стороны, это напряжение будет соответствовать уравнению (5) только в том случае, если два входных сигнала интегратора 2 есть суть I_a и M_2 . Следовательно, выходное напряжение усилителя 3 с бесконечным коэффициентом усиления не может быть иным, кроме исходного момента M_2 .

З. Изменение местами интегратор и корректирующий усилитель, делает его суммирующим с приводными коэффициентами (рис. 4, а). На выходе интегратора по предыдущим формулам сигнал E также будет сигнал пропорциональный первому производной скорости ω . Таким образом, с по-

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕХНОЛОГИЙ ОБОГАЩЕНИЯ

УДК 625.75:625.3676

Е. Ф. Цыпин, В. Я. Погапов

ТЕХНОЛОГИЯ КОМБИНИРОВАННОГО ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОБОГАЩЕНИЯ АСБЕСТОВЫХ РУД

В ряде работ [1, 2, 3] указывается на целесообразность применения предварительного обогащения асbestовых руд. Такой опыт существует на предприятиях Канады [4, 5], где в качестве методов предварительной концентрации используют магнитную сепарацию, избирательное дробление (как правило, в ударных дробилках) - грохочение. Следует заметить, что содержание асбеста в рудах отечественных месторождений в несколько раз ниже, чем в канадских, и потому применение предварительного обогащения на российских предприятиях просто необходимо по экономическим соображениям. Выведение из дальнейшей переработки значительной части бедных фракций позволяет: 1) снизить эксплуатационные расходы на производство готовой продукции благодаря значительному ресурсосбережению (электроэнергия, тепло, материалы, воздух и т. п.); 2) повысить качество готовой продукции за счет снижения содержания гали и пыли, увеличения содержания длинного волокна в товарном асбесте; 3) продлить срок службы основного технологического оборудования, поскольку в продуктах снижается доля породных наиболее абразивных частиц.

Выведение щебня на последних стадиях дробления в некоторых случаях используется и в нашей стране. На фабрике №6 АО "Ураласбест" щебень выделяют грохочением, а на фабрике №4 бедную фракцию из надрешетного продукта грохота выделяют магнитной сепарацией. Эффективность избирательного дробления повышается в ударных дробилках [2]. Пример распределения асбеста по классам крупности после ударного дробления приведен в табл. 1.

Данные методы предварительного обогащения имеют определенные ограничения. Эффективность избирательного дробления-грохочения зависит от типа асбестоносности руды. Если руды с асбестоносностью типа мелкопрожил и мелкая сетка легко обогатимы этим методом (при ударном дроблении в крупности -40 мм можно выделить до 60 % хвостов с содержанием асбеста 0,42 %), а руды с асбестоносностью типа отороченные жилы являются труднообогатимыми (можно выделить до 15 % хвостов с содержанием асбеста 0,54 %), то руды с асбестоносностью типа крупная сетка данным методом не обогатимы совсем. Для последнего типа руд характерно отсутствие избирательности разрушения и руда данного типа в этой крупности остается в виде сростков. Нераскрыта часть рядовой руды (смеси в различных пропорциях руды разных типов асбестоносности) представляет собой сростки, с наличием которых связывают возможности предварительного обогащения магнитным методом, поскольку именно на контактах жил асбеста и вме-

щающих пород содержится основное количество магнетита. Поэтому сростки в большинстве своем являются магнитными телами, а отдельно асбест и вмещающие породы (серпентинит, дунит, перидотит и т. д.) либо немагнитны, либо слабомагнитны. Следовательно, при переработке смеси руд различной асбестоносности избирательное дробление-грохочение желательно сочетать с магнитной сепарацией. При этом выделенный грохочением надрешетный продукт может иметь содержание асбеста выше отвального и для выделения в отвал его целесообразно обогатить магнитной сепарацией, в которой в магнитный продукт перейдут сростки (главным образом сростки руд типа крупная сетка и отороченные жилы), а в немагнитный продукт - породные куски (раскрытие породные куски руд типа мелкопрожил и мелкая сетка, а также отороченные жилы).

Магнитная сепарация асbestовых руд Баженовского месторождения применима в крупности $-75+35(20)$ мм. В табл. 2 [2] приведены примеры магнитного обогащения этих руд. В более мелких классах сростки раскрываются и становятся немагнитными, магнетит переходит в мелкие классы. Магнитная сепарация крупных классов также становится менее эффективной, поскольку не существует магнитных сепараторов с достаточно сильным магнитным полем для крупнокусковых руд. Кроме того, специфическая минерализация и весьма неравномерное распределение магнетита по объему кусков осложняет процесс сепарации, поскольку в высокоградиентных полях напряженность очень резко падает при удалении от поверхности барабана магнитного сепаратора и куски с концентрацией магнетита в удаленных от магнитной системы частях могут не перейти в магнитный продукт. Экспериментально установлена верхняя граница крупности для магнитного обогащения -75 мм.

Поскольку и избирательное дробление-грохочение, и магнитная сепарация применимы в последних стадиях дробления, а машинный класс магнитной сепарации достаточно узок, данными технологическими приемами используются не все возможности предварительного обогащения.

Эффективность предварительного обогащения может быть существенно повышена, если его применять в нескольких стадиях рудоподготовки. Принципиальная схема показана на рисунке.

Как показывают исследования контрастности (табл. 3), в разных классах крупности после различных стадий дробления асbestовые руды готовы к предварительному обогащению в самых крупных классах ($-300+150$ мм), что следует из табл. 4 [2]. Поэтому начать предварительное обогащение целесообразно после I или II стадии дробления.

В этом случае неприменима ни магнитная сепарация, ни избирательное дробление-грохочение.

В этой крупности наиболее подходящим методом является фотометрическая сепарация (ФС) - один из видов радиометрической сепарации. Ее целесообразно применять в 2, 3-х машинных классах с предварительным отделением мелких классов грохочением. В результате ФС могут быть получены обогащенные продукты с содержанием асбеста ($\alpha_a = 0,88-2,14\%$) и хвосты с содержанием $v_{xb} = 0,32-0,38\%$, которые дополнительным дроблением-грохочением могут быть переведены в товарный щебень. Выход хвостов к руде в пределе может составить 30-47% (табл. 5).

Второй же прием предварительного обогащения может быть связан с применением сочетания таких методов, как избирательное дробление-грохочение и магнитная сепарация. Их можно использовать после III стадии дробления. В этом случае в III стадии дробления целесообразно использовать роторные (ударно-отражательные дробилки), а также грохочение по классу 30-40 мм и магнитную сепарацию надрешетного продукта. Немагнитный продукт представляет собой хвосты, которые можно использовать в качестве щебня. Магнитный продукт является обогащенным. Минусовый класс грохочения целесообразно направить на сушку, после которой объединить с магнитным продуктом.

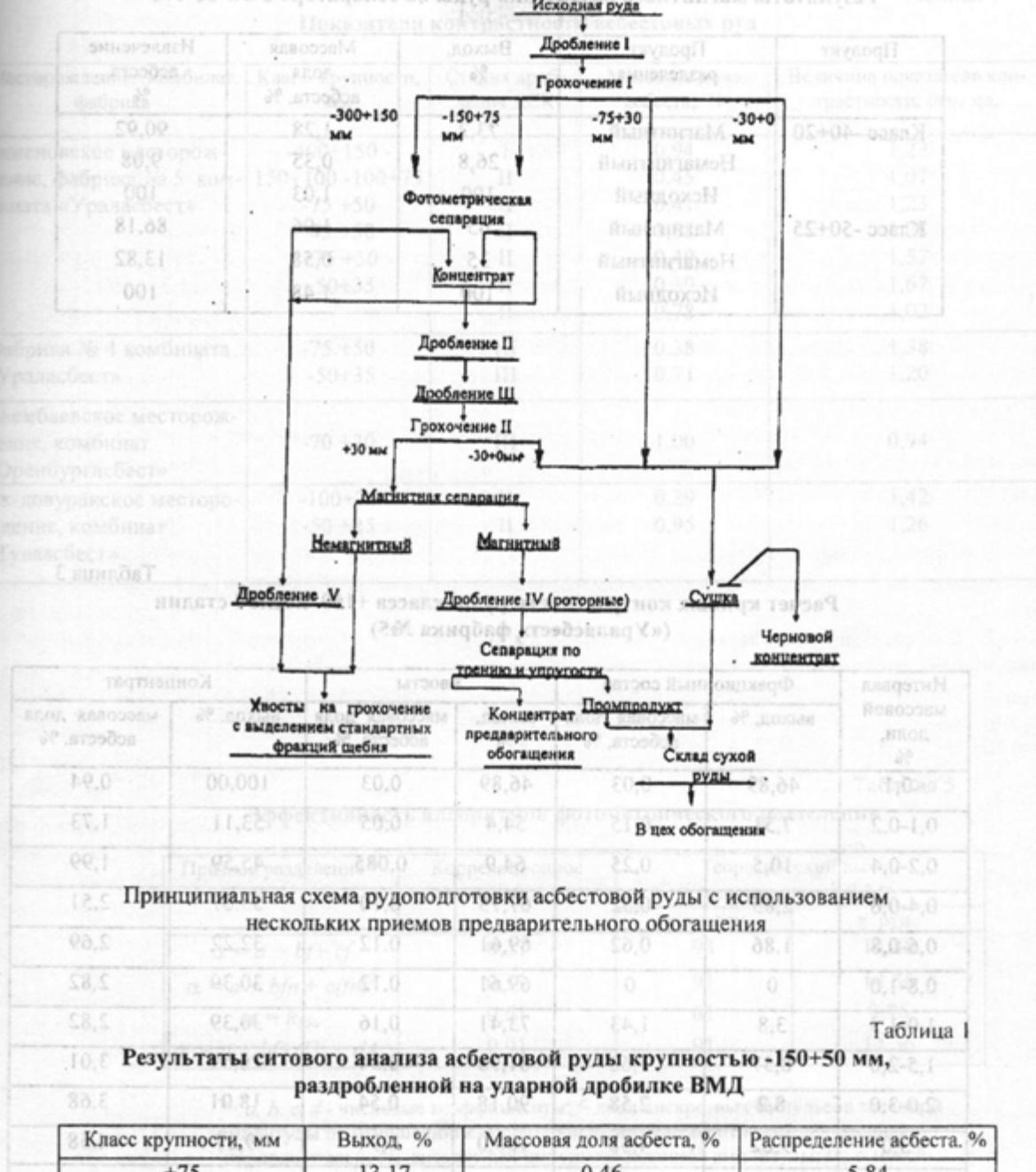
Следующий прием предварительного обогащения может быть реализован в цехе обогащения после I или II стадии дробления схемы рудного потока. Он осуществляется сепарацией по трению и упругости, выделяя богатый продукт с большим содержанием обогащенного волокна (от 8-16%) - чернового концентрата. Эффективность данного метода выделения свободного волокна видна из табл. 6.

Отличие последнего приема предварительного обогащения от предыдущих состоит в том, что из процесса удаляются не отвальные хвосты, а в отдельный продукт выделяется черновой концентрат, который не подвергается в дальнейшем излишним операциям дробления, что позво-

нет не деформировать длину волокна, а также уменьшить количество пыли и гали в продуктах обогащения, тем самым получить более качественный товарный асбест.

Предлагаемая принципиальная схема и рассмотренные выше методы предварительного обогащения асбестовых руд при адаптации с учетом специфики руд и предприятий могут быть применены для всех отечественных асбестообогатительных фабрик, перерабатывающих руды различных месторождений.

Таблица 4
Принципиальная схема обогащения асбестовой руды



Класс крупности, мм	Выход, %	Массовая доля асбеста, %	Распределение асбеста, %
+75	13,17	0,46	5,84
-75+50	12,86	0,3	3,72
-50+35	10,79	0,25	2,6
-35+25	1,38	0,12	1,2
-25+18	11,93	0,53	6,1
-18+10	15,35	0,72	10,66
-10+0	25,52	2,84	69,88
ИТОГО	100	1,04	100

жеткуюю в куски и низкую антиокислительную способность в виде оксидов цинка и алюминия. Важно отметить, что в процессе обогащения извлекается не весь цинк, так как он может быть выделен в виде цинкокарбоната, цинкокальция и цинкокремнита.

Таблица 2

Результаты магнитного разделения руды на сепараторе ЭБС-80-170

Продукт	Продукт разделения	Выход, %	Массовая доля асбеста, %	Извлечение асбеста, %
Класс -40+20	Магнитный	73,2	1,28	90,92
	Немагнитный	26,8	0,35	9,08
	Исходный	100	1,03	100
Класс -50+25	Магнитный	65	1,96	86,18
	Немагнитный	35	0,58	13,82
	Исходный	100	1,48	100

И куски с концентрацией асбестита в разделенных отходах системы частиц могут не попасть в магнитный продукт. Экспериментальная установка включает краны крутизны для изменения Ширины лотка

Поскольку и избирательное дробление горных пород и магнитная сепарация применяются в последних стадиях обогащения, а магнитный класс в магнитной сепарации достаточно узок, для технологических проблем используются методы определения контрастности предварительного обогащения.

Эффективность избирательного обогащения асбеста существенно зависит от схемы обогащения, если его применять в исходных стадиях рудоподготовки. Принципиальная схема на рисунке.

Таблица 3

**Расчет кривых контрастности руды класса +150 после I стадии
(«Ураласбест», фабрика №5)**

Интервал массовой доли, %	Фракционный состав		Хвосты		Концентрат	
	выход, %	массовая доля асбеста, %	выход, %	массовая доля асбеста, %	выход, %	массовая доля асбеста, %
<0,1	46,89	0,03	46,89	0,03	100,00	0,94
0,1-0,2	7,51	0,15	54,4	0,05	53,11	1,73
0,2-0,4	10,5	0,25	64,9	0,085	45,59	1,99
0,4-0,6	2,85	0,52	67,75	0,10	35,07	2,51
0,6-0,8	1,86	0,62	69,61	0,12	32,22	2,69
0,8-1,0	0	0	69,61	0,12	30,39	2,82
1,0-1,5	3,8	1,43	73,41	0,16	30,39	2,82
1,5-2,0	8,57	1,62	81,98	0,34	26,59	3,01
2,0-3,0	8,2	2,58	90,18	0,54	18,01	3,68
>3,0	9,82	4,58	100,0	0,94	9,87	4,58
ИТОГО	100,0	0,94				

Важным параметром избирательного обогащения является содержание золота в концентрате. Было решено обогащать руду после I или II стадии обогащения. При обогащении на сепараторах по тонким классам крупности золото (до 8-16 %) в концентрате получается с высокой степенью чистоты, но метод выделения свободного золота видна из таблицы.

Стадия II обогащения проводится для извлечения золота из золотоносных хвостов, что из процесса выделяется не отдельно 10,6 %, а в отдельный продукт ОЛОТИЙ концентрат, который не подвергается в дальнейшем извлечению спиральным методом.

В результате чего:

0-10% - высокая оценка.

Несколько этапов фракционного сепарации asbestos в виде порошка и гранул. Результатом является новое металлическое изделие из порошка в руднике. Каждый этап имеет свою технологию и оборудование.

Таблица 4

Показатели контрастности асбестовых руд

Месторождение, комбинат, фабрика	Класс крупности, мм	Стадия дробления ДСК	Массовая доля asbestos, %	Величина показателя контрастности, отн. ед.
Баженовское месторождение, фабрика № 5 комбината «Ураласбест»	-400+150 - 150+100 - 100+75	I	0,94	1,22
	-75 +50	II	0,45	1,07
	-75 +50	III	0,41	1,23
	-75 +50	IV	1,08	1,28
	-75 +50	V	0,40	1,57
	-50+35	VI	0,39	1,67
Фабрика № 4 комбината «Ураласбест»	-75 +50	II	0,78	1,02
	-50+35	III	0,38	1,38
Килембаевское месторождение, комбинат «Оренбургасбест»	-70 +30	III	0,71	1,20
	-70 +30	IV	1,00	0,94
Ак-дивуракское месторождение, комбинат «Тываасбест»	-100+75	II	0,29	1,42
	-50 +25	II	0,95	1,26

Таблица 5

Эффективность алгоритмов фотометрического разделения

Признак разделения *	Корреляционное отношение, л. с.	Теоретический выход хвостов при $v=0,3\%$	
		к классу	к руде
$\alpha = a + bf + cf$	0,77	93	14,88
$\alpha = a + bfn + c(fn)^2$	0,53	91	14,56
$\alpha = R_{550}$	0,61	61	9,76
$\alpha = a + bf + c\Pi_m + dA_m$	0,91	91	14,56

* a, b, c, d - числовые коэффициенты; f - доля дискретных импульсов заданной амплитуды по отношению к общему числу импульсов от куска; n - средняя продолжительность дискретных импульсов заданной амплитуды; Π_m - максимальная длительность аналога импульса заданной амплитуды; A_m - максимальная амплитуда дискретного импульса; R_{550} - коэффициент отражения на длине волны 550 нм

Таблица 6

Показатели разделения продуктов при различном сочетании покрытий разгонной плоскости и барабана на сепараторе для крупности исходного материала -40+0

Материал		Продукт разделения	Выход продукта, %	Массовая доля свободного волокна + 0,5 мм, %
разгонной плоскости	барабана			
Сталь	Сталь	Концентрат	8,98	15,67
		Хвосты	91,02	0,3
		Итого:	100,0	1,68
Резина	Резина	Концентрат	6,3	8,24
		Хвосты	93,7	0,3
		Итого:	100,0	0,8
Резина	Сталь	Концентрат	5,61	15,6
		Хвосты	94,39	0,3
		Итого:	100,0	1,16
Сталь	Резина	Концентрат	9,63	11,31
		Хвосты	90,37	0,30
		Итого:	100,0	1,36

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Половнев Б. А., Шалюгина В. А. Пути интенсификации технологических процессов на дробильно-сортировочных комплексах асбестообогатительных фабриках // Строительные материалы. 1987. № 6. С.11-13.
- Цышин Е. Ф., Пелевин А. Е., Лавник В. Я., Груздев А. Г., Слесарев О. Ю. Значение предварительной концентрации асбестовых руд // Строительные материалы. 1988. № 7. С. 16-20.
- Белов М. А. Экономическое обоснование целесообразности выделения из технологического процесса классов руды с низким содержанием асбеста в цехах ДСК // Технология обогащения: Сб. научных трудов ВНИИПРОЕКТАСБЕСТ. Асбест, 1970. С. 63-68.
- Патент 3328233 США, МКИ⁴ ВОЗС1/00. Способ переработки асбестовой руды / Мартинец Э.(США). З. с.: ил.
- Отчет о поездке в Канаду группы специалистов асбестовой промышленности с целью ознакомления с зарубежным опытом добычи и обогащения асбестовых руд: Отчет / ВНИИпроектасбест; Авторы А. Я. Антипов, О. И. Глазунов, В. Я. Сидоров и др.: Инв. № 2671. Асбест, 1979. 103 с.

УДК 625.75:625.3676

В. А. Шалюгина, С. В. Анохина, К. А. Ионов

АНАЛИЗ РАБОТЫ АСБЕСТООБОГАТИТЕЛЬНОЙ ФАБРИКИ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ОБОГАЩЕНИЯ

На выполнение заданных объемов производства товарного асбеста влияют многие факторы, которые действуют зачастую одновременно, одни из них положительно, другие отрицательно, накладываясь и перекрывая друг друга. Всё многообразие факторов не представляется возможным полностью учесть и проанализировать, так как далеко не все поддается учету, измерению, цифровому отображению, а следовательно и регулированию степени воздействия их на процесс.

Исследования, выполненные в последние годы, позволили получить новые сведения о влиянии природных свойств асбестовой руды на получение товарного асбеста, расширить информ-

ацию о качестве руды, поступающей на фабрику, установить главные факторы, от которых в большей мере зависят технологические показатели, и выразить их взаимовлияние с помощью математической модели процесса.

В результате чего:

1. Внедрен анализ фракционного состава асбеста в исходной руде, отходах обогащения.
2. Разработана и действует новая методика определения содержания асбеста в руде на основе баланса асбеста фракции +0,075 мм, высокая степень достоверности которого подтверждается геологическим содержанием асбеста в руде (расхождения составляют 2-4 % отн.).

3. Исследованы природные свойства руды, поступающей на фабрику, и установлено, что наиболее значимыми по мере влияния на технологические показатели являются содержание асбеста, фракционный состав асбеста руды и товарного асбеста.

Впервые установлено, что важным показателем качества асбеста исходной руды является содержание в нем фракции -0,075 мм (тонкодисперсной породной пыли) и исследована зависимость от него выработка товарного асбеста.

4. Исследования природных свойств асбестовой руды позволили разработать математическую модель процесса, состоящую из трех уравнений регрессии второго порядка, которые отражают зависимость выработки товарного асбеста, выхода его из руды и расхода асбеста от основных параметров процесса и природных характеристик руды.

Существующий анализ работы фабрики в различные временные интервалы с целью принятия управляющих воздействий основан, главным образом, на разрозненной информации о входных и выходных параметрах процесса и практическом опыте их интерпретации, что не гарантирует его объективности и достоверности, следовательно, и принятия правильных решений.

Разработанный методический подход к анализу показателей предполагает возможность количественных оценок влияния различных факторов, увязку их комплексного воздействия на выработку асбеста на основе моделирования. Он является первой попыткой использования для управления производством асбеста точно измеренных параметров, положительно или отрицательно влияющих на результаты работы фабрики, путем системного анализа их с применением математической модели процесса. Основной задачей анализа является оперативная выработка управляющих воздействий, направленных на выполнение плановых заданий по производству товарного асбеста в различные временные интервалы – сутки, месяц.

Выполнение анализа результатов работы фабрики целесообразно как для установления причин невыполнения плановых заданий, так и для принятия решений. При невыполнении плана анализ действительно помогает принимать оперативные технические решения по устранению или сглаживанию отрицательных факторов.

При стабильной успешной работе фабрики анализ также полезен, так как позволяет накапливать и углублять знания о закономерных связях входных факторов с выходными параметрами, анализировать причины и обратные связи, благодаря чему технологический процесс будет становиться более прозрачным и управляемым в соответствии с поставленными задачами.

Анализ заключается в получении информации о количественном влиянии фактических входных параметров на часовую выработку и объем производства товарного асбеста за анализируемый период в сопоставлении с плановыми входными и выходными показателями. В связи с этим исходная информация для анализа должна содержать плановые и фактические параметры.

Анализ предусматривает рассмотрение следующих факторов, в той или иной мере влияющих на производство асбеста:

- планирование, т. е. соответствие планового качества и количества руды запланированной выработке;
- использование планового рабочего времени;
- точность замеров входных и выходных параметров;
- часовая производительность цеха обогащения (ЦО) по переработке руды;
- содержание асбеста в руде;
- содержание фракции -0,075 мм (промыва) в асбесте руды;
- содержание фракции -0,075 мм (промыва) в товарном асбесте.

Установление количественного влияния каждого фактора на результаты выполнения плановых заданий производят на основе математической модели процесса фабрики с использованием ЭВМ. В этом состоит принципиальное отличие сущности данного анализа от действующего.

Модель (цифровое отображение технологии переработки руды) представляет собой уравнение зависимости часовой производительности цеха обогащения по выработке товарного асбеста $A_{t,a}$ (т/ч · секц) от следующих факторов:

Q_p - часовая производительность цеха обогащения по переработке руды, т/ч · секц; α - содержание асбеста в руде, %; $\beta_{(-)p}$ - содержание фракции -0,075 мм в асбесте руды, %; $\beta_{(-)t,a}$ - содержание фракции -0,075 мм в товарном асбесте 0-6 гр., %.

Регрессионная зависимость отражает влияние результатов работы фабрики по четырем основным входным параметрам. Благодаря этому представляется возможность количественно оценить влияние каждого параметра на выработку асбеста, произвести анализ и воздействовать на процесс.

Используемая для анализа модель с приведенными выше обозначениями параметров имеет следующий вид:

$$A_{t,a} = -3,137811 + 0,032573 Q_p - 0,000014 Q_p^2 + 8,048952 \alpha - 0,719613 \alpha^2 - N \\ - 0,083413 \beta_{(-)p} - 0,001007 \beta_{(-)p}^2 - 0,473426 \beta_{(-)t,a} + 0,007239 \beta_{(-)t,a}^2$$

Индекс корреляции уравнения выше 0,9, остаточная дисперсия 3,0.

Высокая теснота связи выходного параметра с входными позволяет с достаточной степенью точности (3-4 % отн.) определить по модели влияние указанных факторов на часовую выработку асбеста, а затем на объем производства асбеста за сутки, месяц и т. д. с учетом чистого времени работы цеха обогащения.

Адекватность математического описания процесса проверена путем сопоставления расчетной выработки товарного асбеста с фактически полученной фабрикой за это же время (табл. 1).

Получено, что расчетная по модели выработка близка к факту, относительные расхождения находятся в пределах 3 %. Следовательно, модель отражает реальный процесс, и степень точности достаточна, чтобы использовать ее для анализа работы фабрики.

Таблица 1

Часовая выработка товарного асбеста фактическая и расчетная по модели №8 за 2001 г.

Месяц	Входные параметры				Выработка асбеста, т/ч · секц		Расхождения	
	Q_p , т/ч · секц	α , %	$\beta_{(-)p}$, %	$\beta_{(-)t,a}$, %	фактическая	расчетная	абс.. т	относ.. %
Январь	518,6	2,05	44,3	48,3	11,70	-	-	-
Февраль	481,2	2,13	43,6	48,7	11,73	11,3	0,43	2,0
Март	513,9	2,16	44,0	50,9	12,78	12,70	0,08	0,63
Апрель	525,8	1,99	46,6	51,1	12,25	12,20	0,05	0,41
Май	516,6	2,06	47,4	52,5	12,10	12,17	0,07	0,57
Июнь	516,8	1,93	45,4	51,8	11,80	11,84	0,04	0,34
Июль	513,9	2,00	48,10	52,40	11,90	11,96	0,06	0,50
Август	493,6	2,16	47,50	52,80	12,50	12,70	0,20	1,60
Сентябрь	543,9	2,09	49,30	53,90	12,60	12,53	0,07	0,55
Октябрь	522,5	2,09	50,3	52,30	11,90	11,62	0,28	2,3
Ноябрь	531,1	2,14	49,0	51,3	12,00	12,20	0,20	1,6
Декабрь	558,5	1,90	43,4	46,2	10,8	10,72	0,08	0,7

По специальной программе в ЭВМ в определенном порядке вводят коэффициенты регрессионной модели ($a_0, a_1, a_{11}, \dots, a_{nn}$), значения входных параметров и производят расчеты часовой выработки товарного асбеста в зависимости от принятых исходных значений.

Получают следующие расчетные показатели:

$A_{\text{расч}}^{\text{пл}}$ - плановая расчетная выработка асбеста с использованием в модели плановых входных показателей $Q_p^{\text{пл}}$, $\alpha^{\text{пл}}$, $\beta_{(-)p}^{\text{пл}}$, $\beta_{(-)\text{та}}^{\text{пл}}$;

$A_{\text{расч}}^{\Phi}$ - фактическая расчетная выработка с использованием в модели фактических входных показателей Q_p^{Φ} , α^{Φ} , $\beta_{(-)p}^{\Phi}$, $\beta_{(-)\text{та}}^{\Phi}$;

$A_{\text{расч}}^P$ - выработка, обусловленная отклонением фактической производительности ЦО по руде от плановой; $A_{\text{расч}}^a$ - выработка, обусловленная отклонением фактического содержания асбеста в

руде от планового; $A_{\text{расч}}^{b_{(-)p}}$ - выработка, обусловленная отклонением фактического содержания фракции $-0,075$ мм в асбесте руды от планового;

фракции $-0,075$ мм в асбесте руды от планового; $A_{\text{расч}}^{b_{(-)\text{та}}}$ - выработка, обусловленная отклонением фактического содержания фракции $-0,075$ мм в товарном асбесте от планового.

Объемы потерь товарного асбеста со знаком (-) или дополнительных объемов со знаком (+) за анализируемый период в результате отклонения каждого из входных параметров от плановых рассчитывают по формуле

$$\pm \Delta P_{\text{расч}}^N = (A_{\text{расч}}^{\Phi} - A_{\text{расч}}^{\text{пл}}) t^*,$$

где $\pm \Delta P_{\text{расч}}^N$ - потери или прирост объема за счет отклонения от планового одного из факторов: производительности по руде, содержания асбеста в руде, содержания фракции $-0,075$ мм в асбесте руды и товарном асбесте, t ; t^* - фактическое время работы ЦО, ч·секц.

Кроме этого, рассчитывают фактор планирования путем сопоставления планового объема производства с расчетным плановым по модели

$$\pm \Delta P^{\text{пл}} = P^{\text{пл.}} - (A_{\text{расч}}^{\text{пл}} \cdot t^{\text{пл}}).$$

Потери объемов товарного асбеста от неполного использования рабочего времени ΔP^t или, наоборот, дополнительное производство асбеста от дополнительного рабочего времени, полученного за счет отмены плановых остановов секций на ремонт, рассчитывают по формуле

$$\pm \Delta P^t = A^{\Phi} \cdot \Delta t,$$

где Δt - внеплановые простой секций, ч.

Точность замера входных и выходных параметров, а также соответствие модели реальному процессу рассчитывают как разность между фактическим объемом выработки P^{Φ} и расчетным P^{Φ} по модели, выраженную в тоннах и процентах от P^{Φ} по формулам

$$\pm \Delta P^{\text{расч}} = P^{\Phi} - (A_{\text{расч}}^{\Phi} \cdot t^{\Phi}),$$

$$\delta = \frac{\Delta P^{\text{расч}}}{P^{\Phi}} \cdot 100, \%$$

Разность между фактическим P^{Φ} и расчётным $P_{\text{расч}}^{\Phi}$ по модели объёмам показывает точность замеров входных и выходных параметров. Если расхождения P^{Φ} и $P_{\text{расч}}^{\Phi}$ не превысили погрешности модели, то замеры произведены с достаточной точностью, а модель правильно отражает состояние процесса. Повышенные расхождения свидетельствуют о том, что учёт или модель нуждаются в совершенствовании. Наибольшая вероятность неточного замера входных параметров может быть обусловлена неполным учётом простоеов секций, товарной продукции, количества руды и др., которые следует выявлять и устранять.

Если в процессе использования модели периодически возникают повышенные погрешности с одним знаком, то это показывает на необходимость ее совершенствования путем замены или введения дополнительного входного параметра, т. е. модель следует откорректировать.

Результаты расчётов объёмов потерь (-) и прироста (+) выработки товарного асбеста в абсолютных значениях вследствие отклонения входных фактических факторов от плановых являются конечными, по которым принимают управляющие воздействия.

В табл. 2 показан результат анализа по факторам.

Таблица 2

Анализ работы фабрики по факторам, влияющим на выполнение задания по объему производства готовой продукции

Наименование показателей	Величина, т
Объем производства товарного асбеста:	
план	419
факт	472
Отклонение факта от плана, в том числе по факторам:	+53
1. Планирование	-23
2. Использование рабочего времени	+0
3. Производительность по переработке руды	+55
4. Содержание асбеста в руде	+46
5. Содержание в асбесте руды фракции -0,075 мм	+10
6. Содержание в товарном асбесте фракции -0,075 мм	-41
7. Точность учета	+70
Всего по анализу факторов	+54
Погрешность анализа, т	+0,7
%	0,13

Достоверность анализа работы фабрики по факторам устанавливают с помощью баланса и погрешности его. Для составления баланса суммируют отдельно отклонения объёмов со знаком (+) и со знаком (-). Из большей суммы отклонений с одним знаком вычитают меньшую сумму отклонений с противоположным знаком. Полученная разность должна соответствовать по знаку общему отклонению фактического объёма от планового: (+) означает перевыполнение плана, (-) не выполнение плана выработки. Абсолютное значение разности должно быть близким к величине отклонения фактического объёма производства товарного асбеста от планового за данный период. т. е.

$$\pm \Delta P \approx \pm \Delta P_{\Sigma}$$

Точность анализа оценивают по разнице абсолютных значений объёмов асбеста в тоннах и относительных погрешностей в процентах, полученной при сопоставлении фактических и расчетных по анализу. Чем ниже относительная погрешность, тем выше точность анализа по факторам. Допустимая погрешность результатов работы фабрики за месяц не должна превышать 5 % отн.

Более высокая погрешность, как отмечалось выше, возникает вследствие неточного замера исходных параметров или несоответствия математической модели реальному процессу. О последнем обстоятельстве может свидетельствовать систематическое расхождение со знаком (+) или со знаком (-) за ряд месяцев или суток, что является сигналом о необходимости уточнения модели.

Из табл.2 следует, в примере точность учета составила 1,5 %, то есть в пределах остаточной дисперсии модели. Анализ произведен достоверно.

Перевыполнение задания на 53 т обеспечили благоприятные для процесса факторы: повышенная производительность по переработке руды, содержание асбеста в руде, а также улучшенные природные свойства руды (содержание в асбесте руды тонкодисперсной породной фракции -0,075 мм). Они перекрыли потери асбеста в сумме 64 т от негативных факторов планирования (занижено количество плановой руды), содержания в товарном асбесте фракции -0,075 мм, которое оказалось ниже планового и повлекло за собой потери выработки.

Методика приемлема для оперативного управления по результатам работы фабрики за сутки, двое и так далее с накоплением при наличии исходных плановых и фактических входных и выходных параметров. Использование ее осуществляется с помощью электронной программы для ПЭВМ.

УДК 625.75:625.3676

Е. Ф. Цыпин, Т. Ю. Овчинникова

ИЗУЧЕНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ РАСКРЫТИЯ МАГНЕТИТОВОЙ РУДЫ ГУСЕВОГОРСКОГО МЕСТОРОЖДЕНИЯ В ПРОДУКТАХ СХЕМЫ ОБОГАЩЕНИЯ

Закономерности раскрытия минералов – один из фундаментальных вопросов обогащения. Его решение в конкретных случаях – путь к совершенствованию технологических схем, оборудования и методик проектирования*.

В данной работе приведены результаты исследования, целью которого было изучение закономерностей раскрытия магнетитовой руды Гусевогорского месторождения в некоторых продуктах схемы обогащения.

Закономерности раскрытия магнетитовой руды изучались по такой схеме:

1. На фабрике были отобраны следующие продукты:

- питание I стадии измельчения;
- разгрузка I стадии измельчения;
- питание и разгрузка II стадии измельчения.

2. Каждый продукт был подвергнут фракционированию по крупности. Питание I стадии измельчения фракционировалось на стандартных ситах с модулем шкалы 2 (25; 13; 6; 3; 1,4 мм). Разгрузка I, питание и разгрузка II стадий измельчения, а также класс -1,4+0 мм питания I стадии были распределены на механическом встряхивателе на классы: -1,4+0,42; -0,43+0,30; -0,30+0,15; -0,15+0,10; -0,10+0,074; -0,074+0 мм (рис. 1).

3. Все полученные классы были промыты для большей точности исследования.

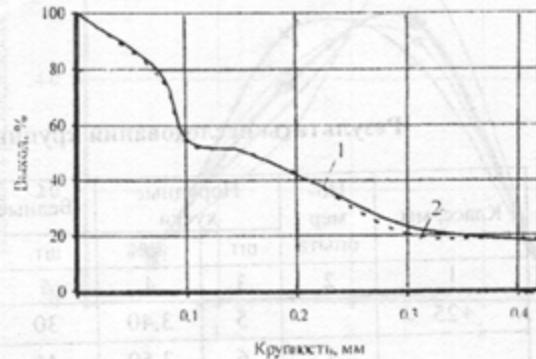


Рис. 1. Гранулометрический состав питания и разгрузки мельницы в мелких классах:
1 - питание; 2 - разгрузка

* Барский Л. А., Козин В. З. Системный анализ в обогащении полезных ископаемых. М.: Недра, 1978. 486 с.

4. Подготовленные пробы визуально разделялись на фракции по объемному содержанию магнетита в сростках. Фракции подразделялись на следующие:

- породные куски (содержание магнетита 0 %) промежуток 0-1;
- бедные сростки (содержание магнетита 0-5 %) 1-2;
- средние (рядовые) сростки (содержание магнетита 5-30 %) 2-3;
- богатые сростки (содержание магнетита 30-70 %) 3-4;
- зерна магнетита (содержание магнетита >70 %) 4-5.

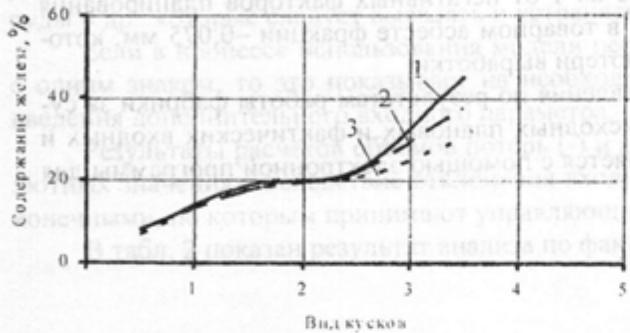


Рис. 2. Зависимость содержания железа в кусках от их вида:

- 1 – класс -3+1,4 мм; 2 – класс -6+3 мм;
3 – класс -13+6 мм

5. Мелкие классы исследовались с помощью микроскопа МБС-10. Используемая методика широко применяется при минералогическом анализе кварцевого песка и других видов сырья. Методика исследования такова: материал усредняется методом перекатывания, разравнивается монолитом, затем методом квадратования отбирается пробы. Проба наносится на предметное стекло и помещается под микроскоп. Проводится анализ, определяющий вид сростка с отнесением его в соответствующую фракцию. Подсчитывается количество кусков в каждой из полученных фракций. Данные заносятся в таблицу. В каждом классе крупности проводится не менее трех опытов, общее количество обследованных частиц должно быть порядка 500-1000.

6. На основании полученных дан-

ных анализируются закономерности распределения зерен в каждом классе крупности.

7. В завершении было определено содержание железа во фракциях, выделенных в крупных классах (-13+6; -6+3; -3+1,4 мм). Содержание железа определялось на установке КРАБ-ЗУМ. Распределение кусков по содержанию представлено в табл. 1 и на рис. 2.

Результаты распределения кусков отдельных классов крупности по содержанию магнетита анализа представлены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Результаты исследования крупных классов питания I стержневой мельницы

Класс, мм	Но- мер опыта	Породные куски		Бедные сростки		Средние сростки		Богатые сро- стки		Всего	
		шт.	%	шт.	%	шт.	%	шт.	%	шт.	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
+25		5	3,40	30	20,41	110	74,83	2	1,36	147	100
-25+13	1	6	3,59	46	27,54	109	65,27	6	3,59	167	100
	2	8	5,03	41	25,79	104	65,41	6	3,77	159	100
	3	5	2,99	39	23,35	117	70,06	6	3,59	167	100
	4	10	6,99	28	19,58	99	69,23	6	4,20	143	100
Итого		29	4,56	154	24,21	429	67,45	24	3,77	636	100
-13+6	1	55	9,09	177	29,26	359	59,34	14	2,31	605	100
	2	54	8,87	252	41,38	285	46,80	18	2,96	609	100
	3	59	10,30	203	35,43	293	51,13	18	3,14	573	100
	4	40	6,49	296	48,05	265	43,02	15	2,44	616	100
Итого		208	8,66	928	38,62	1202	50,02	65	2,70	2403	100

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
-6+3	1	122	9,16	792	59,46	351	26,35	67	5,03	1332	100
	2	126	12,27	457	44,50	408	39,73	36	3,51	1027	100
	3	195	14,85	569	43,34	533	40,59	16	1,22	1313	100
	4	232	18,03	438	34,03	591	45,92	26	2,02	1287	100
	5	178	15,70	468	41,27	472	41,62	16	1,41	1134	100
Итого		853	14,00	2724	44,71	2355	38,65	161	2,64	6039	100
-3+1,4	1	55	20,07	105	38,32	106	38,68	8	2,92	274	100
	2	152	17,82	335	39,27	346	40,56	20	2,34	853	100
	3	125	21,66	212	36,74	226	39,17	14	2,43	577	100
	4	310	30,39	351	34,41	334	32,75	25	2,45	1020	100
	5	151	24,75	212	34,75	231	37,87	16	2,62	610	100
Итого		793	23,79	1215	36,44	1243	37,28	83	2,49	3334	100

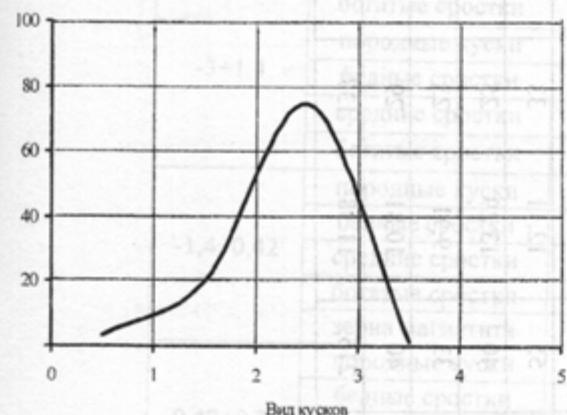


Рис. 3. Распределение видов кусков с различным содержанием магнетита в питании I стержневой мельницы. Класс +25 мм

На основе проведенных опытов получены кривые раскрытия магнетитовой руды в различных классах крупности питания I стержневой мельницы (рис. 3-9), а также распределения по виду кусков до и после операции измельчения в разных классах крупности (рис. 3-6).

Опыты были проанализированы на предмет систематической погрешности.

Были вычислены: среднеарифметическое значение $\bar{\gamma}$, дисперсия D , среднеквадратичное отклонение S и ширина доверительного интервала $\Delta\bar{\gamma}$, значение критерия Стьюдента t .

Результаты расчета представлены в табл. 3.

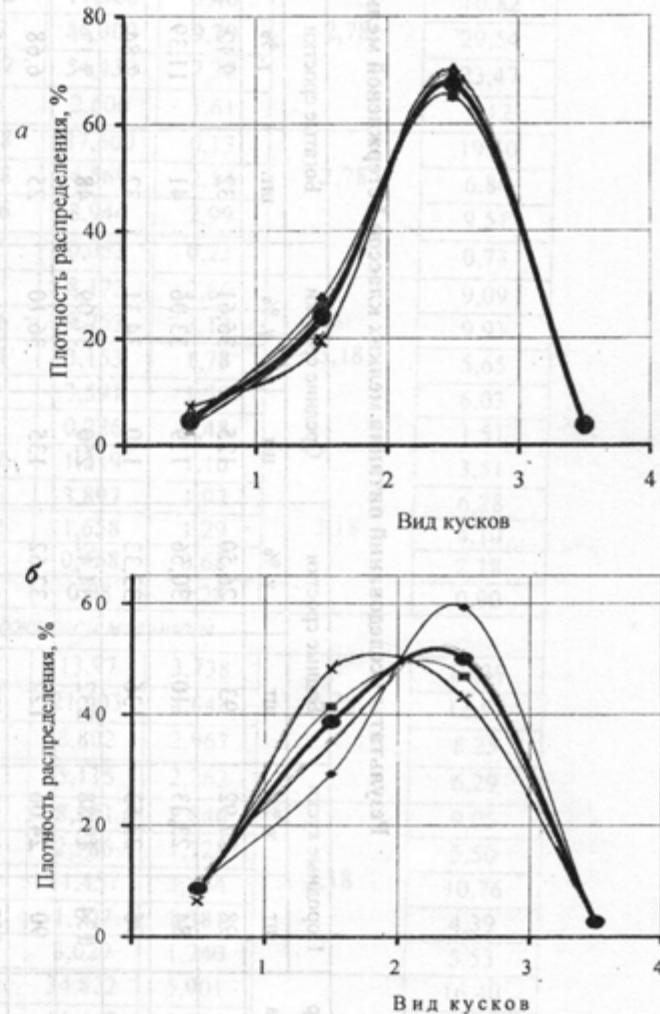


Рис. 4. Распределение видов кусков с различным содержанием магнетита в питании I стержневой мельницы:
 а – класс -25=13 мм; б – класс -13+6 мм;
 ◆ – опыт 1; ■ – опыт 2; ▲ – опыт 3; ✕ – опыт 4;
 ● – результативная

Таблица 2

Результаты исследований питания мелких классов I стержневой мельницы

Класс, мм	Номер опыта	Породные куски		Бедные сростки		Средние сростки		Богатые сростки		Зерна магнетита		Всего	
		шт.	%	шт.	%	шт.	%	шт.	%	шт.	%	шт.	%
-1,4+0,42	1	98	27,92	93	26,50	125	35,61	32	9,12	3	0,85	351	100,00
	2	84	23,33	110	30,56	119	33,06	41	11,39	6	1,70	360	100,00
	3	96	23,53	136	33,33	140	34,31	32	7,84	4	0,98	408	100,00
	4	134	19,88	232	34,42	250	37,09	48	7,12	10	1,48	674	100,00
	5	90	24,06	122	32,62	135	36,10	25	6,68	2	0,53	374	100,00
Итого:		502	23,17	693	31,98	769	35,49	178	8,21	25	1,15	2167	100,00
0,42+0,30	1	196	48,16	118	28,99	48	11,79	27	6,63	18	4,42	407	100,00
	2	206	45,37	139	30,62	55	12,11	33	7,27	21	4,63	454	100,00
	3	139	46,18	84	27,91	40	13,29	25	8,31	13	4,32	301	100,00
	4	152	45,65	110	33,03	33	9,91	23	6,91	15	4,50	333	100,00
	5	170	45,95	115	31,08	40	10,81	29	7,84	16	4,32	370	100,00
Итого:		863	46,27	566	30,35	216	11,58	137	7,35	83	4,45	1865	100,00

Таблица 3

Ошибка воспроизводимости

Класс, мм	Вид зерен	$\gamma, \%$	D	S	t	$\Delta\gamma$
<i>Питание I стадии измельчения</i>						
$-25+13$	породные куски	4,650	3,166	1,79	2,78	4,98
	бедные сростки	24,065	11,893	3,45		9,59
	средние сростки	67,493	6,296	2,51		6,98
	богатые сростки	3,788	0,080	0,29		0,81
$-13+6$	породные куски	8,688	2,541	1,59	2,78	4,42
	бедные сростки	38,530	64,765	8,04		22,35
	средние сростки	50,070	49,151	7,01		19,49
	богатые сростки	2,713	0,160	0,40		1,11
$-6+3$	породные куски	14,002	11,568	3,40	2,78	10,82
	бедные сростки	44,52	86,300	9,29		29,54
	средние сростки	38,842	54,430	7,38		23,47
	богатые сростки	2,638	2,600	1,61		5,12
$-3+1,4$	породные куски	22,938	37,600	6,13	2,78	19,50
	бедные сростки	36,698	4,569	2,14		6,80
	средние сростки	37,806	8,944	2,99		9,51
	богатые сростки	2,552	0,053	0,23		0,73
$-1,4+0,42$	породные куски	23,744	8,172	2,86	3,18	9,09
	бедные сростки	31,486	9,753	3,12		9,93
	средние сростки	35,234	3,153	1,78		5,65
	богатые сростки	8,430	3,591	1,90		6,03
$-0,42+0,30$	зерна магнетита	1,108	0,226	0,48		1,51
	породные куски	46,262	1,219	1,10		3,51
	бедные сростки	30,326	3,897	1,97		6,28
	средние сростки	11,582	1,658	1,29	3,18	4,10
	богатые сростки	7,392	0,468	0,68		2,18
<i>Разгрузка I стержневой мельницы</i>						
$-3+1,4$	породные куски	30,182	13,97	3,738	2,78	10,39
	бедные сростки	19,67	21,603	4,648		12,92
	средние сростки	44,55	8,802	2,967		8,25
	богатые сростки	5,798	5,115	2,262		6,29
$-1,4+0,42$	породные куски	37,20	8,101	2,846	3,18	9,05
	бедные сростки	26,195	2,986	1,728		5,50
	средние сростки	26,733	11,451	3,384		10,76
	богатые сростки	5,833	1,907	1,381		4,39
	зерна магнетита	3,975	3,029	1,740		5,53
$-0,42+0,30$	породные куски	33,28	34,822	5,901		16,40
	бедные сростки	22,08	11,457	3,385		9,41
	средние сростки	22,30	16,525	4,065	2,78	11,30
	богатые сростки	9,28	13,417	3,663		10,18
	зерна магнетита	13,02	9,121	3,02		8,40

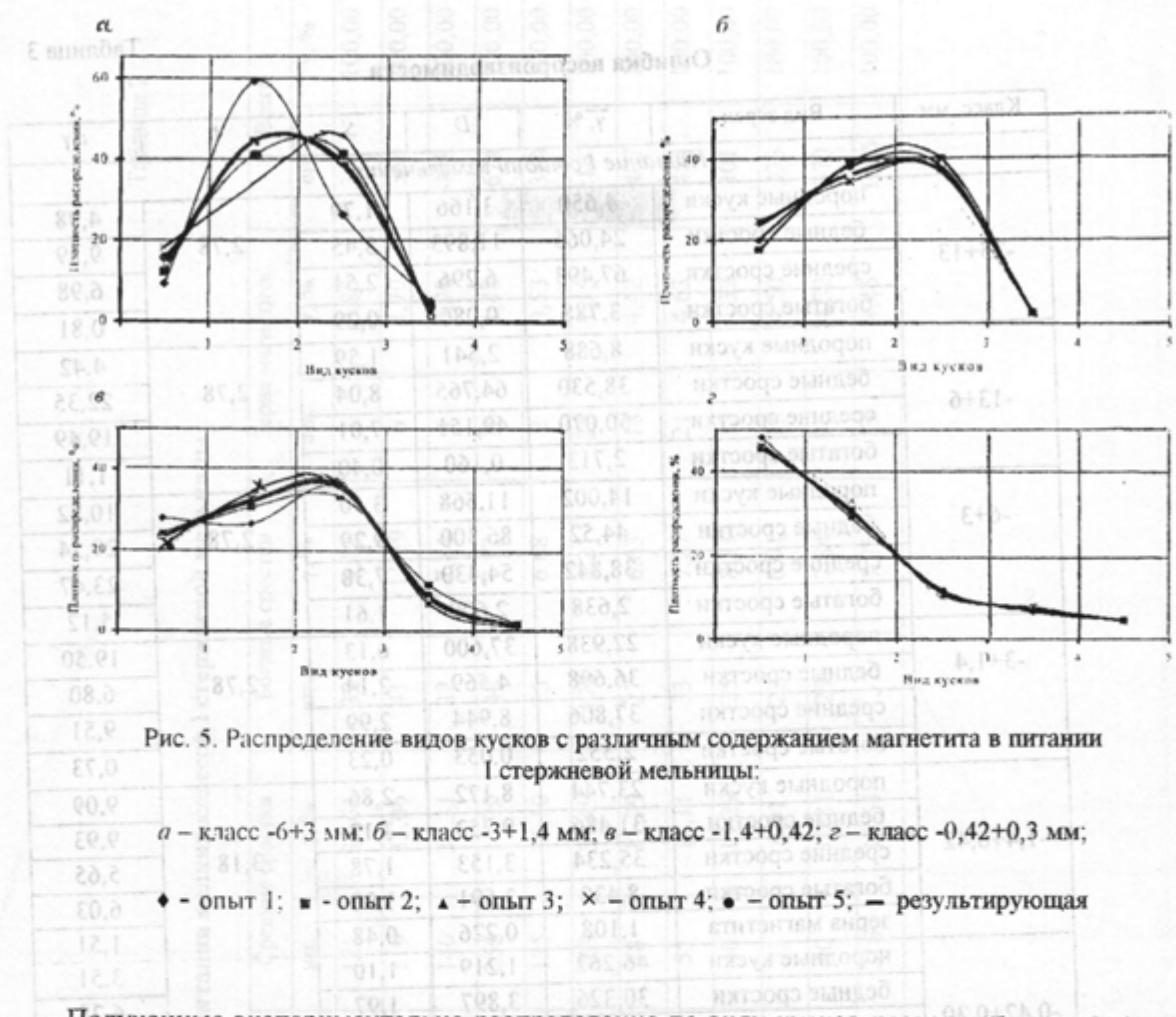


Рис. 5. Распределение видов кусков с различным содержанием магнетита в питании I стержневой мельницы:

а – класс $-6+3$ мм; б – класс $-3+1,4$ мм; в – класс $-1,4+0,42$; г – класс $-0,42+0,3$ мм;

◆ – опыт 1; ■ – опыт 2; ▲ – опыт 3; ✕ – опыт 4; ● – опыт 5; – результирующая

Полученные экспериментально распределения по виду кусков позволяют сделать следующие выводы:

1. В различных классах при уменьшении крупности материала наблюдается постепенный переход левоасимметричного, близкого к нормальному, распределения видов кусков с различным содержанием полезного компонента (в данном случае магнетита) после постепенного уплощения к симметричному, унимодальному, а затем и правоасимметричному, в пределе к антимодальному (рис. 3-5).

2. Анализ одинаковых классов крупности до и после стадии уменьшения крупности (измельчения) показывает, что происходит изменение вида распределения сростков. Так, в частности, кривые распределения до и после операции измельчения различны. Очевидно, что происходит перераспределение сростков. Средние сростки, переходя в бедные и богатые, изменяют вид распределения. Например, в питании I стержневой мельницы в классе $-1,4+0,42$ мм содержится порядка 23 % породных кусков, 2 % - зерен магнетита и 75 % - сростков. В разгрузке I стержневой мельницы в этом же классе содержится около 37 % породных кусков, 4 и 59 % - зерен магнетита и сростков соответственно (рис. 6, б). Данные, полученные по другим классам крупности (рис. 6, а, 6, в), подтверждают эту мысль.

3. Экспериментально полученные данные доказывают, что для обоснованных технологических или проектных решений нельзя использовать данные о распределении только в исходном материале. Поскольку операции сокращения крупности и операции обогащения существенно изменяют вид распределений, необходимо после каждой получить кривые распределения вновь образованных продуктов.

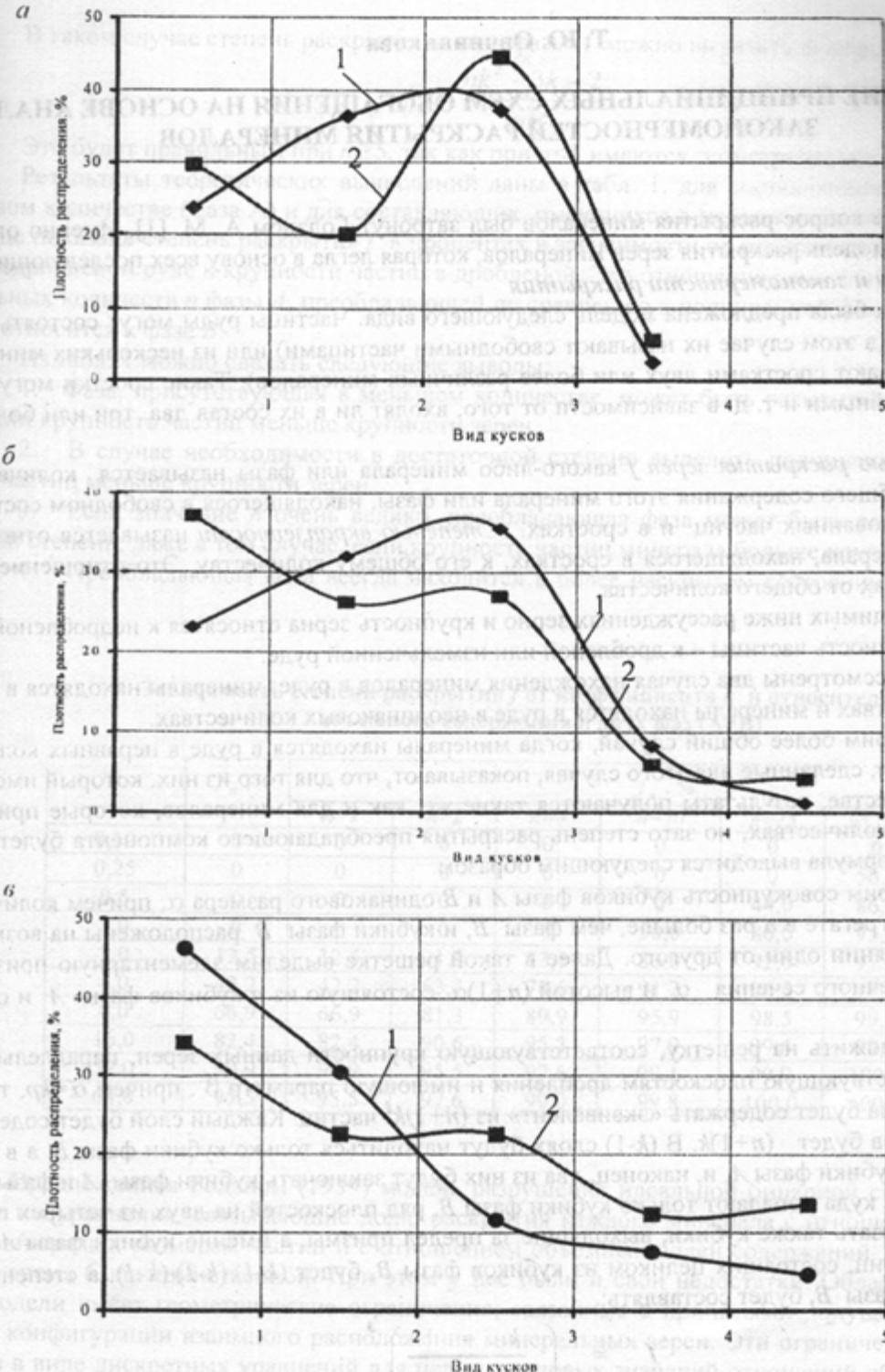


Рис. 6. Распределение видов кусков с различным содержанием магнетита

в питании и разгрузке 1 стержневой мельницы:

a – класс -3+1.4 мм; *b* – класс -1.4+0.42; *в* – класс -0.42+0.3 мм;

1 – питание; 2 – разгрузка

ПОСТРОЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ СХЕМ ОБОГАЩЕНИЯ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ РАСКРЫТИЯ МИНЕРАЛОВ

Впервые вопрос раскрытия минералов был затронут Годзном А. М. [1]. Именно он предложил первую модель раскрытия зерен минералов, которая легла в основу всех последующих.

Модели и закономерности раскрытия

Годзном была предложена модель следующего вида. Частицы руды могут состоять из одного минерала (в этом случае их называют свободными частицами) или из нескольких минералов (тогда их называют сростками двух или более различных минералов). Такие сростки могут быть двойными, тройными и т. д. в зависимости от того, входят ли в их состав два, три или более минералов.

Степенью раскрытия зерен f какого-либо минерала или фазы называется количество в процентах от общего содержания этого минерала или фазы, находящегося в свободном состоянии в форме изолированных частиц и в сростках. *Степенью вкрапленности* называется отношение количества минерала, находящегося в сростках, к его общему количеству. Это отношение выражают в процентах от общего количества.

В приводимых ниже рассуждениях зерно и крупность зерна относятся к недробленной руде, а частица и крупность частицы – к дробленой или измельченной руде.

Были рассмотрены два случая нахождения минералов в руде: минералы находятся в руде в равных количествах и минералы находятся в руде в неодинаковых количествах.

Рассмотрим более общий случай, когда минералы находятся в руде в неравных количествах. Вычисления, сделанные для этого случая, показывают, что для того из них, который имеется в меньшем количестве, результаты получаются такие же, как и для минералов, которые присутствуют в равных количествах, но зато степень раскрытия преобладающего компонента будет больше. Основная формула выводится следующим образом.

Рассмотрим совокупность кубиков фазы A и B одинакового размера α , причем количество фазы A в этом агрегате в n раз больше, чем фазы B , и кубики фазы B расположены на возможно большем расстоянии один от другого. Далее в такой решетке выделим элементарную призму со стороной поперечного сечения α и высотой $(n+1)\alpha$, состоящую из n кубиков фазы A и одного кубика фазы B .

Если наложить на решетку, соответствующую крупности данных зерен, параллельно ей другую, соответствующую плоскостям дробления и имеющую параметр β , причем $\alpha = kp$, то элементарная призма будет содержать «эквивалент» из $(n+1)k^3$ частиц. Каждый слой будет содержать k^2 частиц, а слоев будет $(n+1)k$. В $(k-1)$ слоях будут находиться только кубики фазы B , а в $(nk-1)$ слоях – только кубики фазы A , и, наконец, два из них будут заключать кубики фазы A и фазы B .

В слоях, куда попадают только кубики фазы B , ряд плоскостей на двух из четырех граней призмы будет резать также кубики, выходящие за предел призмы, а именно кубики фазы A . Следовательно, частиц, состоящих целиком из кубиков фазы B , будет $(k-1)(k-1)(k-1)$, а степень раскрытия частиц фазы B , будет составлять:

$$f = \left(\frac{k-1}{k} \right)^3.$$

В слоях, которые заключают в себе только кубики фазы A , имеющиеся в количестве $(nk-1)$, ряд плоскостей на двух из четырех граней призмы будет так же вырезать кубики, выходящие за пределы призмы. Эти внешние кубики будут состоять из фазы A , за исключением одного на каждую призму. Каждое из этих двух мест раскрытия вызывает уменьшение на $k(k+1)$ числа свободных частиц фазы A . Следовательно, число свободных частиц фазы A в каждой элементарной призме будет

$$(nk-1)k^2 - 2(k+1)k$$

или

$$(nk^2 - 3k - 2)k.$$

В таком случае степень раскрытия частиц фазы A можно выразить формулой

$$f_A = \frac{nk^2 - 3k - 2}{nk^2}.$$

Это будет правильным при $n \geq 5$, так как при $n < 5$ имеются геометрические ограничения.

Результаты теоретических вычислений даны в табл. 1, для составляющих, имеющихся в большом количестве (фаза A) и для составляющих, имеющихся в меньшем количестве (фаза B). В таблице показана степень раскрытия f в процентах в зависимости от отношения k , крупности зерна в недробленой руде к крупности частиц в дробленой. Это отношение дано для различных относительных количеств n фазы A, преобладающей по сравнению с подчиненной фазой B. Крупность зерен относится к фазе B.

Из табл. 1 можно сделать следующие выводы:

1. Фаза, присутствующая в меньшем количестве, может быть раскрыта лишь в том случае, если крупность частиц меньше крупности зерен.
2. В случае необходимости в достаточной степени выделить подчиненную фазу, крупность частиц меньше крупности зерен.
3. Если значение n очень велико, преобладающая фаза может быть раскрыта в значительной степени, даже в том случае, если крупность частиц минерала больше крупности его зерна.
4. Преобладающая фаза всегда находится в более раскрытом состоянии, чем подчиненная.

Таблица I

Зависимость степени раскрытия f от коэффициента k и относительного объемного содержания n двух фаз ($A > B$)

K	f_B , %	f_A , %						
		$n=1$	$n=2$	$n=4$	$n=10$	$n=25$	$n=100$	$n=1000$
0,10	0	0	0	0	0	0	0	77,0
0,25	0	0	0	0	0	0	56,0	95,5
0,5	0	0	0	0	0	44,0	86,0	98,6
1,0	0	0	0	0	50,0	80,0	95,0	99,5
2,0	12,5	12,5	31,3	53,1	80,0	92,0	97,9	99,8
4,0	42,2	42,2	63,3	78,6	91,2	96,5	99,1	100,0
8,0	66,9	66,9	81,3	89,9	95,9	98,5	99,6	100,0
16,0	82,4	82,4	90,6	95,3	97,9	99,4	99,9	100,0
32,0	90,9	90,9	95,5	97,6	99,1	99,9	100,0	100,0
64,0	95,5	95,5	97,6	99,0	99,8	100,0	100,0	100,0

Предложенная Годзном (1939) модель разрушения идеальной бинарной системы и выведенные им уравнения, связывающие долю раскрытия каждого минерала с отношением размеров зерен минерала к размерам частиц и с отношением объемных долей содержаний двух минералов, долгое время была единственной. При этом у нее были и свои недостатки. Область применения этой модели имеет геометрические ограничения, связанные с принятыми допущениями относительно конфигурации взаимного расположения минеральных зерен. Эти ограничения приводят к модели в виде дискретных уравнений для целых числовых значений отношений объемных содержаний. Кроме того, эти уравнения справедливы только при отношениях размеров зерна минерала и частицы, больших единицы, и не дают информации о распределении минерала в нераскрытых частицах.

Модель идеальной бинарной системы минералов, предложенная Уиглом и Ли (1967) [2], отличается от модели Годзна только конфигурацией расположения зерен. Модель основана на полностью случайному расположении зерен минералов в пространстве, в то время как Годзн стремился разместить зерна наименее распространенного минерала на максимально возможном расстоянии. С практической точки зрения модель случайного расположения более реалистично описывает случайный характер реальных систем и подразумевает существование распределения зерен. С математической точки зрения случайная модель содержит уравнения непрерывные относи-

тельно объемной концентрации и справедливые для всех значений отношений размеров. Модель также дает информацию о распределении зерен минералов в нераскрытых частицах.

Случайная модель раскрытия по Уиглу и Ли основана на следующих допущениях:

- 1) зерна обоих минералов в агрегате имеют кубическую форму и одинаковый размер α ;
- 2) зерна минералов в агрегате образуют подобие решетки, так что поверхности зерен составляют непрерывные плоскости;
- 3) зерна двух минералов в агрегате размещены случайным образом;
- 4) сокращение крупности заключается в том, что агрегат распределяется на частицы кубической формы одинакового размера β , которые образуют решетку, случайным образом наложенную на агрегат и параллельную решетке, образованной зернами минералов.

Рассмотрим агрегат, состоящий из зерен минералов A и B кубической формы одного размера α , которые размещены так, как это описано в случайной модели раскрытия. Когда агрегат разрушается по случайной решетке размещения зерен минералов, с образованием меньших частиц кубической формы размером β , среднее количество частиц, образованных из одного зерна, равно k^3 , где k – отношение размера зерна минерала к размеру частицы α/β . В среднем в этом количестве имеется $(k-1)^3$ частиц, которые полностью вмешались в одно зерно. Остальные частицы включают в себя границы зерен и состоят из обломков нескольких зерен. Первые частицы неизбежно содержат только один минерал и называются «раскрытыми». Вторые частицы могут содержать только один минерал или оба минерала, в последнем случае они называются «нераскрытыми» или «сростками».

Из любого зерна можно получить раскрытые и нераскрытые частицы при рассмотрении различных возможных вариантов расположения двух минералов в семи прилежащих зернах в агрегате размером $2 \times 2 \times 2$ кубических зерна. Предполагая, что зерна A и B размещены случайным образом, частость каждого возможного размещения или перестановки определяется законом биноминального распределения. Определяя объемный коэффициент состава n как отношение объема A к объему B в агрегате, вероятность каждого возможного расположения можно выразить как функцию n .

Прямым подсчетом было определено количество частиц каждого типа для каждого возможного варианта размещения зерен на восьми позициях. Это количество было рассмотрено совместно с соответствующей вероятностью для каждого варианта размещения и просуммировано для каждого типа частиц, чтобы получить следующие уравнения:

$$P_A = \frac{(k-1)}{k^3} \cdot \left(\frac{n}{n+1} \right) + \frac{3 \cdot (k-1)}{k^3} \cdot \left(\frac{n}{n+1} \right)^2 + \frac{3 \cdot (k-1)}{k^3} \cdot \left(\frac{n}{n+1} \right)^4 + \frac{1}{k^3} \cdot \left(\frac{n}{n+1} \right)^3;$$

$$P_B = \frac{(k-1)^3}{k^3} \cdot \left(\frac{1}{n+1} \right) + \frac{3 \cdot (k-1)^2}{k^3} \cdot \left(\frac{1}{n+1} \right)^2 + \frac{3 \cdot (k-1)}{k^3} \cdot \left(\frac{1}{n+1} \right)^4 + \frac{1}{k^3} \cdot \left(\frac{1}{n+1} \right)^3,$$

где P_A – вероятность появления раскрытой частицы A ; P_B – вероятность появления раскрытой частицы B . Слагаемые в каждом уравнении представляют в порядке возрастания того, что раскрытая частица состоит из обломков соответственно одного, двух, четырех и восьми различных зерен одного и того же минерала.

Вероятность появления нераскрытых частиц, содержащих и A , и B , определяется уравнением

$$P_{AB} = 1 - (P_A + P_B) = \frac{3 \cdot (k-1)^2}{k^3} \cdot \left[\frac{(n+1)^3 - (n^2 + 1)}{(n+1)^3} \right] + \frac{3 \cdot (k-1)}{k^3} \cdot \left[\frac{(n+1)^4 - (n^3 + 1)}{(n+1)^4} \right] + \frac{1}{k^3} \cdot \left[\frac{(n+1)^5 - (n^4 + 1)}{(n+1)^5} \right]$$

В этих уравнениях нет ограничений на величину n . Когда n становится большим, вероятность появления раскрытых частиц A увеличивается; когда n становится малым, увеличивается вероятность появления раскрытой частицы B . Эти уравнения применимы также в случае $k=1$.

Когда размер частицы β больше размера зерна минерала α ($k < 1$), раскрытая частица обязательно должна складываться из нескольких зерен одного минерала. Объединение вероятности (выражается через ξ) того, что в частице содержится данное количество t целых зерен, с биномиальным распределением вероятности (выражается через n) того, что все зерна состоят из одного и того же минерала, приводит к уравнениям:

$$\text{Очевидно, начальными выкладками } P_A = (1 - \xi)^t \cdot \left(\frac{n}{n+1}\right)^{(t+1)} + 3\xi \cdot (1 - \xi)^{t-1} \cdot \left(\frac{n}{n+1}\right)^{(t+2)(t+1)} + \\ + 3\xi^2 \cdot (1 - \xi) \cdot \left(\frac{n}{n+1}\right)^{(t+2)(t+1)} + \xi^3 \cdot \left(\frac{n}{n+1}\right)^{(t+2)^2}$$

$$\text{При } n=1, t=\lfloor \frac{1}{\xi} \rfloor + 1 \\ \text{т. е. размер } P_B = (1 - \xi)^t \cdot \left(\frac{1}{n+1}\right)^{(t+1)} + 3\xi \cdot (1 - \xi)^{t-1} \cdot \left(\frac{1}{n+1}\right)^{(t+2)(t+1)} +$$

$$\text{Наконец, при } + 3\xi^2 \cdot (1 - \xi) \cdot \left(\frac{1}{n+1}\right)^{(t+2)(t+1)} + \xi^3 \cdot \left(\frac{1}{n+1}\right)^{(t+2)^2}$$

В реальных условиях принятые в виде этих формул допущения нарушаются.

1. Куски существуют во всем диапазоне крупности от d до $d_{\text{кр}}$. Следовательно, нельзя

поставить в дело того, что речь идет о кубических кусках последовательно все

$$P_{AB} = 1 - (P_A + P_B)$$

где t определяется как наибольшее целое число, содержащееся в $1/k$, а ξ определяется как дробный остаток, т. е.

$$k^{-1} = t + \xi.$$

Предложенная Уиглом и Ли случайная модель раскрытия более полно описывает состояние бинарного минерального агрегата после его разрушения. Полученные формулы позволяют определять раскрытие фаз при различных объемных соотношениях фаз (n) без ограничений, как это было у Годзена.

Однако долгое время модели раскрытия не применялись для построения схем обогащения. Только в 90-х годах прошлого века профессором Козиным В. З. были получены закономерности раскрытия породы, минерала и формирования сростков [3].

Подход в выведении закономерностей сведен с подходом Годзена. Причем, для удобства были введены более конкретные наименования для фаз: подчиненная фаза B – минерал, преобладающая фаза A – порода и соответственно раскрытие обозначается как P_A и P_B . Помимо того были приняты следующие допущения:

- объемное отношение породы и минерала $n = V_p/V_m$;
- зерна минерала равномерно распределены в объеме породы;
- зерна минерала кубические и имеют одинаковый размер d_m , соответственно объем зерна d_m^3 .
- порода и минерал равнопрочны и при разрушении получаются одинаковые кубические куски руды размером d , соответственно объем куска d^3 .

Рассмотрим диапазон крупности кусков $d < d_m$. В этом диапазоне зерно будет разделено на несколько более мелких кусков. Сместим плоскости разрушения так, чтобы они совпадали с тремя невидимыми гранями зерна, а на трех других гранях оставался бы бесконечно тонкий слой породы. Тогда доля раскрытоого минерала будет

$$P_M = \frac{V_M - V_{M \text{ср}}}{V_M} = \frac{n_3 d_m^3 - n_3 \cdot [3d \cdot (d_m - d)^2 + 3d^2 \cdot (d_m - d) + d^3]}{n_3 \cdot d_m^3}$$

Здесь n_3 – число зерен минерала, $V_{M \text{ср}}$ – объем минерала в сростках.

Известно, что кубик руды имеет форму, близкую к кубу, поэтому в процессе обогащения礦石 обработка технологической схемы сдвигается в сторону обогащения зерен. Для этого проводятся обогатительные испытания на обогащаемость и разработка микротехнологии для исследуемой руды схемы обогащения. В итоге обогатительные фабрики имеют самые различные схемы разделения, хотя сущность

$$P_m = \frac{d_3^3 - 3d_3^2 \cdot d + 6d_3 \cdot d^2 - 3d_3 \cdot d^3}{d_3^3} = \frac{d_3^3 - 3d_3^2 \cdot d + 3d_3 \cdot d^2 - d^3}{d_3^3} =$$

$$= \left(\frac{d_3 - d}{d_3} \right)^3 = \left(1 - \frac{d}{d_3} \right)^3$$

Обозначим $d/d_3 = k$. Тогда доля минерала:

$$P_m = (1-k)^3.$$

Долю раскрытых пород найдем следующим образом. Сместим плоскости разрушения так, чтобы прилегающим к зерну сросткам переходил бесконечно тонкий слой минерала.

Тогда доля раскрытых породы

$$P_n = \frac{V_n - V_{n \text{ср}}}{V_n} = \frac{V_n - n_3 \cdot (3d_3^2 \cdot d + 3d_3 \cdot d^2 + d^3)}{V_n}$$

Найдем n_3 – число зерен минерала.

Рассмотрим кубическое зерно, состоящее из k частей, которые равнозначны по размеру d_3 , которые размещены в кубе. Каждая из частей имеет объем d_3^3 . Когда кристалл разрушается по случайной трещине, то количество частей, находящихся из одного зерна, равно k , где k – количество разрушений в размере d_3 . В среднем в этом кубическом зерне имеется $(k-1)$ частиц, которые включают в себя грань зерна и $k-1$ зерна. Остальные частицы включают в себя сферу зерна и $k-2$ зерна. Первые частицы неко-

безно содержат только одно зерно, а остальные – два зерна. Вторые частицы могут содержать до двух зерен, третьи – до трех зерен и т.д. Всего же в зерне может быть от 1 до k зерен. Найдем n_3 – количество зерен в зерне.

$$P_n = \frac{V_n - \frac{V_n}{n \cdot d_3^3} \cdot (3d_3^2 \cdot d + 3d_3 \cdot d^2 + d^3)}{V_n} = 1 - \frac{1}{n} \cdot \left(3 \cdot \frac{d}{d_3} + 3 \cdot \left(\frac{d}{d_3} \right)^2 + \left(\frac{d}{d_3} \right)^3 \right) =$$

На лоботом можно полу

$$= 1 - \frac{(3k + 3k^2 + k^3)}{n}$$

результату получим формулу для доли раскрытия зерна

Получим формулы для диапазона крупности кусков $d > d_3$, т. е. для $k > 1$.

Очевидно,

$$P_m = \frac{V_n + V_m - P_n \cdot V_n - P_m \cdot V_m}{V_m + V_n} = 1 - \frac{P_n \cdot V_n + P_m \cdot V_m}{V_n + V_m} = 1 - \frac{n \cdot P_n + P_m}{n+1} =$$

$$= 1 - \frac{n - (3k + 3k^2 + k^3) + (1-k)^3}{n+1} = \frac{n+1 - n + 3k + 3k^2 + k^3 - (1-k)^3}{n+1} = \frac{(1+k)^3 - (1-k)^3}{n+1}$$

Получим формулы для диапазона крупности кусков $d < d_3$, т. е. для $k < 1$.

Получим формулы для диапазона крупности кусков $d > d_3$, т. е. для $k > 1$.

Очевидно,

$$P_m = 0; \quad P_n = \frac{V_n - V_{\text{пор}}}{V_n}$$

Объем породы в сростках будет пропорционален числу зерен и суммарному объему кусков, содержащих m осколков зерна, минус объем самого зерна

$$V_{\text{пор}} = n_3 (md^3 - d_3^3).$$

Так как через зерно при $k > 1$ могут пройти 0, 1, 2 или 3 плоскости разрушения, то $m = 1, 2, 4, 8$.

$$P_n = \frac{V_n - n_3 \cdot (md^3 - d_3^3)}{V_n} = \frac{V_n - \frac{V_n}{n \cdot d_3^3} \cdot (md^3 - d_3^3)}{V_n} = 1 - \frac{\left(m \frac{d^3}{d_3^3} - 1 \right)}{n} = 1 - \frac{mk^3 - 1}{n}$$

В таком выражении вероятность прохождения зерном m плоскостей разрушения определяется вероятностью прохождения зерном m плоскостей разрушения.

Доля сростков в этом диапазоне

$$P_{\text{ср}} = \frac{V_m + V_n - P_n \cdot V_n - P_m \cdot V_m}{V_n + V_m} = 1 - \frac{P_n \cdot V_n}{V_n + V_m} = 1 - n \cdot \frac{\left(1 - \frac{mk^3 - 1}{n}\right)}{n + 1} = \frac{mk^3}{n + 1}$$

Очевидно, начало раскрытия породы будет при $P_n=0$ и $m=1$. отсюда путем несложных математических выкладок получим, что порода начинает раскрываться при

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{n+1}{m}}$$

При $m=1$, $k_n = \sqrt[3]{n+1}$,

Т. е. размер кусков, при котором начинает раскрываться порода,

$$d = d_3 \cdot \sqrt[3]{n+1}.$$

Наконец, при $k>k_n$, $P_m=P_n=0$, $P_{\text{ср}}=1$.

В реальных условиях принятые при выводе этих формул допущения нарушаются.

1. Куски существуют во всем диапазоне крупности от 0 до d_{\max} . Следовательно, нельзя представлять дело так, что руда проходит с уменьшением размера кусков последовательно все возможные состояния. Эти состояния наблюдаются для руды, дробленой до любой крупности. Поэтому на кривые раскрытия необходимо накладывать распределения кусков по крупности.

2. Зерна минерала не кубические и имеют разные размеры. описываемые какими-либо распределениями. Это значит, что существует диапазон $d_{\min} \neq d_{\max}$. Возможно $d_{\min}=0$. Отсюда следует, что $k=1$ и $k=k_n$ сближаются, так как раскрытие минерала начинается при d_{\max} , а начало раскрытия породы следует определять исходя из d_{\min} .

3. Распределение зерен минерала в породе неравномерное. Этот факт приводит к смещению k_n вправо, что эквивалентно увеличению d_{\min} .

4. В руде изначально могут находиться куски пустой породы, попадающей в нее вследствие разубоживания при горных работах.

Из изложенного выше можно сделать вывод, что теоретические закономерности позволяют качественно описать построение возможных схем обогащения. Однако, влияние распределения по d_3 может оказаться существенным, то есть для различных законов распределения по d_3 , получаемые закономерности будут разными, а следовательно, и разными должны быть схемы обогащения. Говоря другими словами, при построении зависимостей раскрытия необходимо учитывать не только диапазон, но и распределение по d_3 . Кроме того в стадиальных схемах обогащения нарушается постоянство содержаний и потому первоначальная модель должна видоизменяться по стадиям обогащения.

Общая схема обогащения полезных ископаемых

То, что схемы обогащения должны быть построены максимально целесообразно, доказывать нет необходимости. Фактически они построены не так, что подтверждает любой анализ конкретной технологической схемы. Особенно это проявляется в отношении выделения из руды разубоживающей породы и в формировании большой доли необогащаемого класса. Пренебрежение изъятием из процесса обогащения разубоживающей породы, по причине ее небольшого количества, приводит к загрузке фабрики бесполезной работой, а стремление извлечь тонковкрапленные минералы и неучет того, что большая доля минералов может иметь крупную вкрапленность, приводит к переводу в необогащаемый класс тем большей доли минералов, чем меньше их конечная крупность измельчения.

Очевидно, единственным возможным способом избежать этих недостатков – не обогащать ничего лишнего. Это возможно при построении схемы обогащения исходя из принципиальных особенностей состава руды и раскрытия минеральных фаз, о котором говорилось выше.

Известно, что каждая руда требует индивидуального подхода при разработке технологической схемы обогащения. Несмотря на наличие информации любой полноты, обязательными являются испытания на обогатимость и разработка конкретной для исследуемой руды схемы обогащения. В итоге обогатительные фабрики имеют самые различные схемы разделения, хотя сущность

механического обогащения можно свести к общей сжатой формуле «раскрытие – разделение минералов».

Применительно к этой формуле известен принцип Чечотта Г. О. «Не дробить ничего лишнего!», однако, этот принцип можно продолжить и произнести: «И не обогащать ничего лишнего!». Эти два принципа естественным образом связаны, но если при невыполнении первого расходуется дополнительная энергия, то невыполнение второго приводит к существенно большим затратам на разделение: усложнению схемы, снижению качества концентратов, повышению расхода вспомогательных материалов.

Рассмотрим общую структуру технологических схем обогащения полезных ископаемых на основе формулы «раскрытие – обогащение минералов»[4].

В литературе [4] описаны зависимости P_n , P_m и P_{cp} от крупности кусков руды, использующиеся при построении схем. Были использованы следующие обозначения:

d_t – наибольшие по размеру куски, подлежащие обогащению, предопределяемые технологическими возможностями обогатительного оборудования;

d_n – размер кусков, при которых начинает раскрываться порода;

$d_{3\max}$ и $d_{3\min}$ – размер максимальных и минимальных зерен полезного минерала;

$d_{1\cp}$ – граница преобладания рядовых сростков;

$d_{2\cp}$ – граница преобладания богатых сростков;

d_{pred} – предельная наименьшая техническая или экономическая крупности обогащения.

Следовательно, любая руда в общем случае представлена классами крупности, существенно отличающимися друг от друга и требующими разных подходов к их разделению.

Первый класс - $d_t + d_n$ – состоящий из сростков – кусков руды С1 и разубоживающей породы П1.

Второй класс - $d_n + d_{3\max}$ – состоящий из бедных сростков и кусков руды С2, разубоживающей и раскрытой породы П2.

Третий класс - $d_{3\max} + d_{1\cp}$ – состоящий из вскрытых зерен полезного минерала К1, бедных сростков С3, разубоживающей и раскрытой породы П3.

Четвертый класс - $d_{1\cp} + d_{2\cp}$ – состоящий из вскрытых зерен полезного минерала К2, рядовых сростков С4, разубоживающей и раскрытой породы П4.

Пятый класс - $d_{2\cp} + d_{pred}$ – состоящий из вскрытых зерен полезного минерала К3, богатых сростков С5, разубоживающей и раскрытой породы П5.

Шестой класс - d_{pred} – состоящий из вскрытых зерен полезного минерала, богатых сростков и породы – необогащаемый класс НК.

Это технологические классы. Создание схемы обогащения должно начинаться с построения характеристик раскрытия и гранулометрического состава руды. Все ключевые значения крупности - d_t , d_n , $d_{3\max}$, $d_{1\cp}$, $d_{2\cp}$, d_{pred} должны быть известны: $d_{3\max}$, $d_{1\cp}$, $d_{2\cp}$ – при изучении вещественного состава; d_n – функция от $d_{3\max}$; d_t , d_{pred} – назначаются предварительно, исходя из возможностей обогащения.

По содержанию рудного минерала сростки делятся на:

- богатые $\alpha_{cp} = 71-99\%$ рудного минерала;
- рядовые $\alpha_{cp} = 31-71\%$ рудного минерала;
- бедные $\alpha_{cp} = 6-31\%$ рудного минерала;
- примазки и включения $\alpha_{cp} < 5\%$ рудного минерала.

Границы для сростков определяются из формулы

$$\alpha_{cp} = d_3^3 / d_{cp}^3 \text{ или } d_{cp} = d_3 / \sqrt[3]{\alpha_{cp}}$$

На основе этих характеристик может быть построена общая схема обогащения руды (рис. 1).

Под термином «дробление» (Д) понимаем любое уменьшение размера кусков, «грохочение» (Г) – любое разделение на классы крупности и «обогащение» (О) – разделение по любому разделительному признаку.

Общая схема обогащения состоит из пяти циклов. В каждом цикле выделяется один из указанных классов крупности и удаляется мелкий необогащаемый класс.

В первом цикле удаляется крупная разубоживающая порода. Во втором цикле выделяется крупная порода, если она раскрывается раньше, чем полезный минерал. Так же, кроме разубожи-

вающей, выделяется раскрытая породная фаза. В третьем цикле следует разделить пустую породу, богатый крупнозернистый концентрат и бедные сростки. Этот цикл широко известен как «медная головка» в обогащении медных руд, выделении крупных классов асбеста, слюды, драгоценных камней.

Так как бедные сростки по своим свойствам близки к породным кускам, то выделение породы в этом цикле может быть аналогичным ее выделению во втором цикле.

В четвертом цикле разделяются порода, среднезернистый концентрат и рядовые сростки. В этом цикле возможно присоединение породы к сросткам или концентрата к сросткам.

В пятом классе разделяют породу и мелкозернистый концентрат, объединенный с богатыми сростками.

Необогащаемый класс полезно выделять в каждом из циклов обогащения, так как мелкие классы затрудняют процессы дробления, грохочения и обогащения любого класса.

Такое строение имеют фабрики, обогащающие алмазы, асbestовые, хромитовые, оловянные, сурьмяные, бериллиевые и флюоритовые руды.

Однако, другие фабрики имеют схемы, не укладывающиеся в эту. Это объясняется тем, что при построении зависимостей не учитывается изменение содержания полезного компонента от одной стадии обогащения к другой. Этот факт делает построение схемы подобного вида нецелесообразным.

Построение частных случаев общей схемы обогащения

В литературе [4] описаны следующие два варианта характеристик руды, существенно меняющих общий вид схемы.

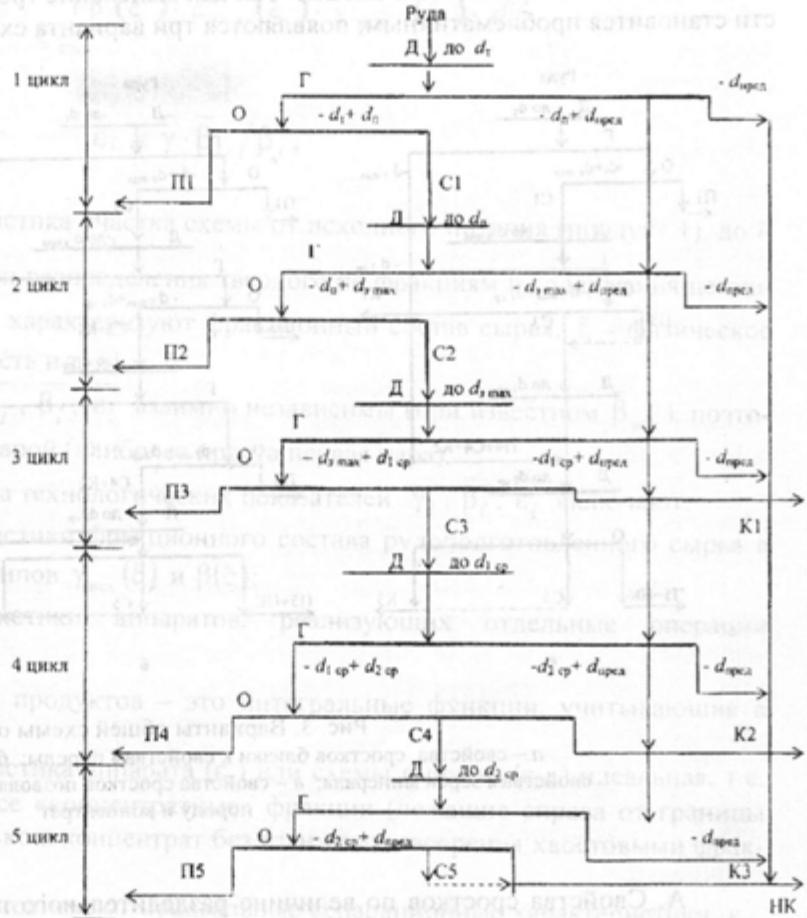


Рис. 1. Общая схема обогащения на основе технологических классов крупности

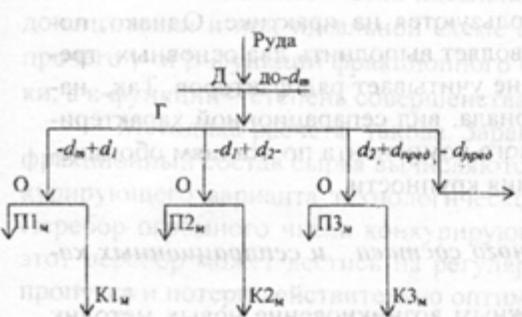


Рис. 2. Схема обогащения при отсутствии сростков с получением концентрата и породы машинных классов

Первый - руда раскрыта во всех классах. Сростки отсутствуют, такую руду дробить нет смысла, поэтому из общей схемы исключаются циклы дробления. Границы классов также меняют свое значение. В принципе, такую руду можно разделить в одном цикле, однако по техническим соображениям ее делят на машинные классы: $-d_m + d_1$; $-d_1 + d_2$; $d_2 + d_{\text{пред}}$; $-d_{\text{пред}}$.

По таким схемам обогащают угли, россыпные руды (руды золото, платину, алмазы, титан, цирконий), а также слюдяные руды и бокситы (рис. 2). Основная задача при обогащении руд по таким схемам – выбор границ машинных классов, включая крупность необогащаемых продуктов.

Второй – руда имеет минимальный размер зерен настолько малым, что рассчитываемый по нему размер начала раскрытия породы становится меньше максимальных зерен минерала, т. е. начала раскры-

механического обогащения можно свести к общей схеме «раскрытие» разделяния минерала. В пределе d_n стремится к нулю. В этом случае из общей схемы исчезает второй цикл, в котором извлекается порода, если она начинает раскрываться раньше, чем минерал. Граница между рядовыми и богатыми сростками смещается резко влево и четвертый класс становится очень близким по крупности с пятым. Так как выделение трех продуктов в классах малой крупности становится проблематичным, появляются три варианта схем.

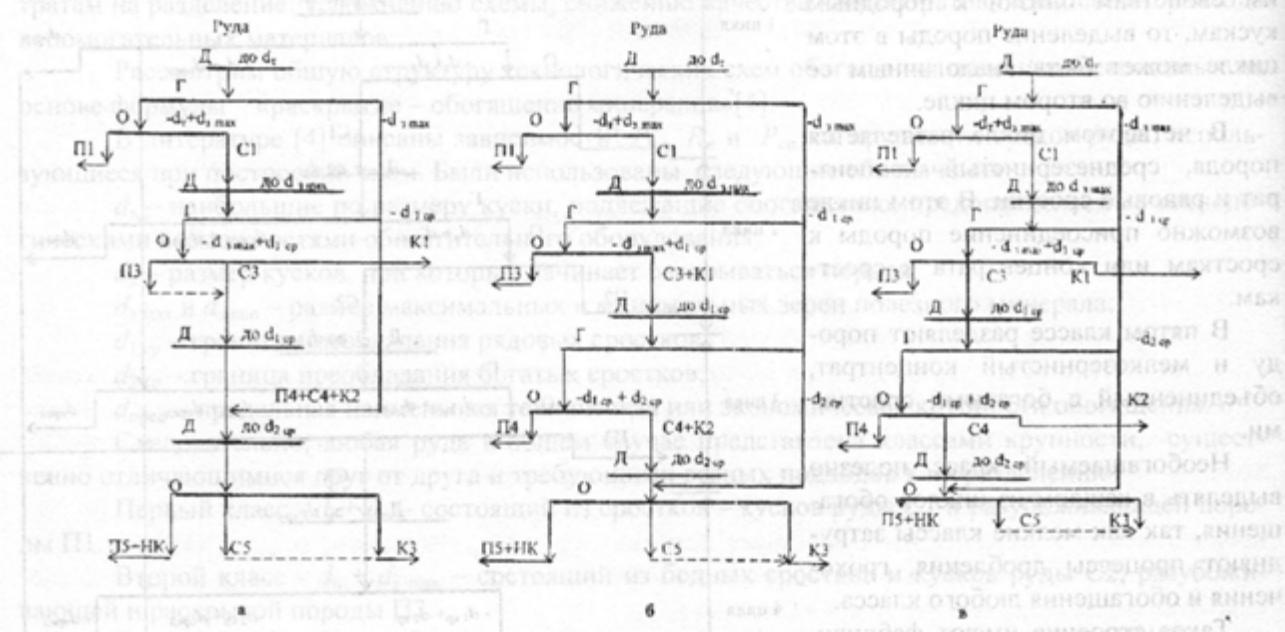


Рис. 3. Варианты общей схемы обогащения:

a – свойства сростков близки к свойствам породы; *b* – свойства сростков близки к свойствам зерен минерала; *c* – свойства сростков позволяют выделять в каждом цикле породу и концентрат

А. Свойства сростков по величине разделительного признака приближаются к свойствам кусков породы. С целью исключения потерь минерала с породой породу не выделяют и при этом переизмельчают (рис. 3, *a*).

Б. Свойства сростков по величине разделительного признака приближаются к свойствам кусков минерала. В этом случае выделяют в каждом цикле породу, переизмельчая ценный минерал (рис. 3, *b*).

В. Если сростки по величине разделительного признака позволяют выделять их в самостоятельный продукт, то схема весьма приближается к общей. При стремлении достичь наибольшего извлечения не выделяют необогащаемый класс (рис. 3, *c*).

Представленные схемы могут использоваться и используются на практике. Однако, построение схем на основе характеристик раскрытия хотя и позволяет выполнить два основных требования: не дробить и не обогащать ничего лишнего, все же не учитывает ряд факторов. Так, например, не учитывается влияние фракционного состава материала, вид сепарационной характеристики обогатительного аппарата, изменение содержания ценного компонента по стадиям обогащения и зависимость раскрытия минерала в операциях сокращения крупности.

Рассмотрим некоторые из этих вопросов.

Построение схем обогащения с учетом фракционного состава и сепарационных характеристик

С развитием компьютерных технологий стало возможным возникновение новых методик расчета и проектирования схем обогащения. Аналитическое направление в проектировании [5] позволяет с помощью ЭВМ и САПР рассчитывать и строить схемы обогащения, основываясь на сравнительно простых формулах прогнозирующего расчета технологических показателей (выход γ_i , содержание β_i , извлечение ε_i) для любого i -го продукта схемы любой конфигурации с любым числом операций

$$\gamma_i = \int_{\xi_{\min}}^{\xi_{\max}} \varepsilon_{1,i}(\xi) \cdot \gamma_{\text{исх}}(\xi) \cdot d\xi ; \quad Q_i = \bar{\gamma}_i \cdot Q_{\text{исх}};$$

$$\beta_i = \frac{\int_{\xi_{\min}}^{\xi_{\max}} \beta(\xi) \cdot \varepsilon_{1,i}(\xi) \cdot \gamma_{\text{исх}}(\xi) \cdot d\xi}{\bar{\gamma}_i \cdot \bar{\beta}_{\text{исх}}};$$

$$\bar{\varepsilon}_i = \bar{\gamma} \cdot \bar{\beta}_{\text{исх}} / \bar{\beta}_i,$$

где $\varepsilon_{1,i}(\xi)$ - сепарационная характеристика участка схемы от исходного питания (продукт 1), до i -го продукта; $\gamma_{\text{исх}}(\xi)$ и $\beta(\xi)$ - функции распределения твердого по фракциям и содержания ценностного компонента во фракциях, которые характеризуют фракционный состав сырья; ξ - физическое свойство фракций (крупность, плотность и т. д.).

Только две из трех величин $\bar{\gamma}_i$, $\bar{\beta}_i$, $\bar{\varepsilon}_i$ взаимно независимы (при известном $\bar{\beta}_{\text{исх}}$), поэтому достаточно оперировать с любой парой (наиболее проста первая пара).

Исходные данные для прогноза технологических показателей $\bar{\gamma}_i$, $\bar{\beta}_i$, $\bar{\varepsilon}_i$ включают:

1) количественные характеристики фракционного состава рудоподготовленного сырья в питании схемы в виде функций двух типов $\gamma_{\text{исх}}(\xi)$ и $\beta(\xi)$;

2) сепарационные характеристики аппаратов, реализующих отдельные операции схемы $\varepsilon(\xi)$.

Фракционные характеристики продуктов – это интегральные функции, учитывающие в том числе и раскрытие компонентов.

Если сепарационная характеристика аппарата (ε_k) или схемы в целом ($\varepsilon_{\text{рез}}$) идеальная, т.е. имеет ступенчатый вид (ε_{id}), тогда все «концентратные» фракции (лежащие справа от границы разделения) полностью попадают только в концентрат без взаимного засорения хвостовыми фракциями.

Большинство реальных аппаратов имеют неидеальные сепарационные характеристики ε_k . но объединение аппаратов в схему приближает характеристику схемы $\varepsilon_{\text{рез}}$ к идеальной.

Например, флотационные машины имеют сепарационную характеристику, далекую от идеальной, поэтому часто флотационные схемы весьма разветвлены, что приближает их сепарационную характеристику к идеальной. Отсадочные машины и магнитные сепараторы имеют лучшие сепарационные характеристики, поэтому требуются менее разветвленные схемы гравитационного или магнитного обогащения. При наличии идеального аппарата вся схема состоит из одной операции.

Схема технологически идеального обогащения получится только при идеальной схеме рудоподготовки и при идеальной схеме сепарации ($\beta(\xi) \rightarrow \beta_{\text{id}}, \varepsilon_{\text{рез}}(\xi) = \varepsilon_{\text{id}}$). Таким образом, помимо прочего γ - и β -функции фракционного состава указывают на степень совершенства рудоподготовки, а ε -функции – степень совершенства обогащения.

Методика расчета такова. Заранее изученные сепарационные характеристики аппаратов и фракционный состав сырья вычисляются с помощью ЭВМ. Так можно вычислить для любого конкурирующего варианта технологической схемы все интересующие технологические показатели. Перебор огромного числа конкурирующих вариантов схем может автоматически сделать ЭВМ, этот перебор может вестись на регулярной математической основе с исключением возможности пропуска и потери действительно оптимального варианта.

Особенно эта методика целесообразна при построении комбинированных схем обогащения с комплексным использованием сырья.

Построение простых схем

Простой называется схема обогащения, использующая для сепарации частиц какой-либо один разделительный признак. Исходными данными для расчета такой схемы является информация о фракционном составе сырья в виде одномерных функций распределения твердого по фрак-

циям $\gamma_{\text{исх}}(\xi)$ и содержания ценного компонента во фракциях $\beta(\xi)$, а также информация о сепарационных характеристиках обогатительных аппаратов $\varepsilon(\xi)$, которые могут использоваться в схеме.

При построении простой схемы, состоящей из основной, перечистной и контрольной операций, выбирается конфигурация схемы с указанием числа перечистных $n_{\text{опт}}$ и контрольных $m_{\text{опт}}$ операций, затем – основные технологические параметры каждой операции. Определяется граница разделения ξ_p . Далее определяют производительности Q аппаратов в каждой операции оптимальной схемы.

Этот метод нашел свое применение преимущественно для расчета гравитационных и флотационных схем.

Построение сложных схем

При построении сложных комбинированных схем, использующих n признаков разделения, фракционный состав задается многомерными функциями $\gamma_{\text{исх}}(\xi_1 \dots \xi_n)$ и $\beta(\xi_1 \dots \xi_n)$. Это, например, флотационно-магнитная схема, где на этапе оценки фракционного состава определяется требуемая крупность измельчения руды и реагентный режим для флотации.

Построение таких схем строится на методе дедукции, то есть вначале выбирается принципиальная блок-схема с указанием «простых» циклов и их взаимосоединения, затем выбирается граница разделения для каждого цикла. Далее каждый из циклов детально просчитывается с выбором и расчетом числа операций и границ разделения.

Построение одностадиальных схем с комбинированным признаком разделения по вышеописанной методике не составит труда. Более сложными являются многостадиальные схемы с комбинированным признаком разделения.

Многостадиальные схемы с комбинированным признаком разделения

При построении этих схем помимо учета фракционного состава и вида сепарационной характеристики, необходимо учитывать также влияние крупности измельчения на фракционный состав [5-8], поскольку операции сокращения крупности приводят к раскрытию фаз.

Одну из простых моделей преобразования фракционного состава при сокращении крупности предложил Тихонов О. Н. [5, 6].

Для простой руды, содержащей один ценный минерал со средним размером вкрапленностей \bar{l}_0 и с объемной долей β_m и породу, при измельчении до средней крупности $\bar{l}_d > \bar{l}_0$ получают фракции:

частиц чистого минерала с объемной долей $C_v = \bar{\beta}_m \cdot (1 - \bar{l}_d/\bar{l}_0)$;

сростков с объемной долей $C_{\text{ср}} = 2 \cdot \bar{\beta}_m \cdot \bar{l}_d / \bar{l}_0$;

и «чистую» породу с объемной долей $C_n = 1 - C_v - C_{\text{ср}}$.

На рис. 4 интересующее физическое свойство частиц ξ изменяется от значения этого свойства для частиц породы ξ_n до его значения для частиц минерала ξ_m . Импульсы $\delta(\xi - \xi_m)$ и $\delta(\xi - \xi_n)$ на концах этого диапазона соответствуют чистым частицам минерала и породы; сростки расположены между этими импульсами равномерно, функция содержания минерала во фракциях $\beta(\xi)$ линейно возрастает от 0 до 100 %. Формулы для функций фракционного состава имеют следующий вид

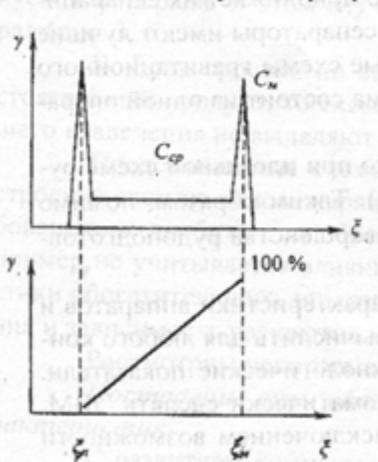


Рис. 4. Влияние степени измельчения на фракционный состав по Тихонову О. Н.

$$\gamma(\xi) = \begin{cases} [1 - \bar{\beta}_m \cdot (1 + \bar{l}_d/\bar{l}_0)] \cdot \delta(\xi - \xi_m) & \text{для } \xi = \xi_m; \\ [2 \bar{\beta}_m \cdot (\bar{l}_d/\bar{l}_0)] \cdot (\xi_m - \xi_n) & \text{для } \xi_n < \xi < \xi_m; \\ \bar{\beta}_m \cdot [(1 - \bar{l}_d/\bar{l}_0)] \cdot \delta(\xi - \xi_n) & \text{для } \xi = \xi_n. \end{cases}$$

где $\beta(\xi) = 100(\xi - \xi_p)/(\xi_m - \xi_p)$ – объемная доля. С уменьшением крупности измельчения \bar{I}_d доля сростков уменьшается до нуля и функция $\gamma(\xi)$ превращается в два импульса, функция $\beta(\xi)$ становится скачкообразной [14].

Данная методика учитывает влияние раскрытия минерала и породы при операциях сокращения крупности (измельчении), но лишь качественно. На самом деле перераспределение сростков выглядит иначе, особенно в крупных классах (после первых стадий дробления).

Методики учета раскрытия при операциях сокращения крупности

Объединение моделей раскрытия и сокращения крупности

Нельзя отрицать, что сокращение крупности влияет на раскрытие, а следовательно и на разделение частиц. На рис. 5 представлена общая принципиальная схема, объединяющая модели раскрытия и сокращения крупности.



Рис. 5. Схема объединения моделей раскрытия минералов и сокращения крупности

Вернемся к рассматриваемой ранее бинарной системе минералов [2]. При описании процесса сокращения крупности бинарной системы минералов, подвергающихся раскрытию, необходимо учесть тот факт, что разрушению подвергаются три типа частиц: два типа представляют собой чистые минералы, а третий – сростки. При разрушении раскрытых частиц снова образуются раскрытые частицы тех же минералов. При разрушении нераскрытых частиц образуются раскрытые частицы минерала, породы и некоторое количество частиц, которые остаются нераскрытыми (сростки). Однако, вновь образованные нераскрытые частицы обычно отличаются по своему среднему составу от исходных нераскрытых частиц. То есть происходит перераспределение сростков. Можно предположить, что с уменьшением крупности рядовые сростки, разрушаясь, переходят в богатые и бедные. Преобразования свойств частиц в результате последовательных событий сокращений крупности являются, с точки зрения раскрытия, тождественными (рис. 6).

$$\begin{aligned}
 P_A(i) &= P_A(i-1) + Q_A(i, i-1) \cdot P_{AB}(i-1); \\
 P_B(i) &= P_B(i-1) + Q_B(i, i-1) \cdot P_{AB}(i-1); \\
 P_{AB}(i) &= Q_{AB}(i, i-1) \cdot P_{AB}(i-1); \\
 Q_P(i, i-1) &= \frac{P_A(i) - P_A(i-1)}{P_{AB}(i-1)};
 \end{aligned}$$

$$Q_B(i, i-1) = \frac{P_B(i) - P_B(i-1)}{P_{AB}(i-1)}; \\ Q_{AB}(i, i-1) = 1 - Q_A(i, i-1) - Q_B(i, i-1).$$

Если имеются соответствующие данные о руде, то можно объединить модели сокращения крупности и раскрытия минералов, происходящее в результате процесса сокращения крупности. Это имеет особенно большое значение при определении влияния процесса сокращения крупности на обогащение.

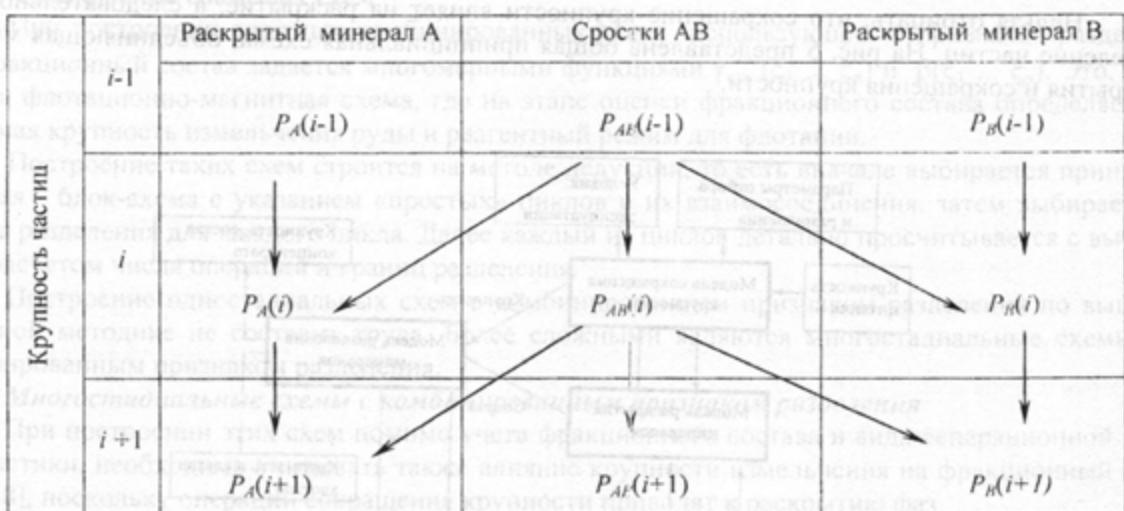


Рис. 6. Схематическое пояснение идентичности изменения свойств частиц при раскрытии минералов

Частным случаем применения методики учета раскрытия минералов при построении схем является расчет гравитационных схем обогащения углей с додроблением промпродукта [9].

Суть метода в том, что принимается определенное количество шлама, образующегося в процессе дробления промпродукта. Определяются выходы шлама и промпродукта без шлама. Далее определяется фракционный состав промпродукта после дробления. При этом принимается, что 50-60 % сростков промпродукта при дроблении раскрывается на угольные и породные фракции. Вычисляются выходы угольной и породной фракций в зависимости от раскрывшейся части сростков.

Этот метод применим именно для углей, так как для руд нельзя сказать с такой же уверенностью о раскрытии и перераспределении сростков. Кроме того, разнообразие видов и типов руд настолько велико, что получение систематизации подобных данных пока не представляется возможным.

Автоматизированное проектирование схем

С развитием компьютерных технологий стало возможным применение ЭВМ в проектировании и расчете схем обогащения. При автоматизированном проектировании распространен подход с применением типовых решений. Для рудоподготовки он разработан В. Ф. Барановым [10, 11]. Предполагаемый синтез схемы из типовых блоков – стадий дробления и измельчения с различным сочетанием операций сокращения крупности, грохочения, классификации. Подход допускает варьирование и оптимизацию технологических параметров.

Ограничение метода вытекает из того, что в рудоподготовке стадиальное (в том числе и предварительное) обогащение не планируется к применению. В методике не учитываются фракционный состав руды, раскрытие минералов и потому она не является универсальной.

Заключение

Таким образом, теория построения схем имеет три ветви развития:

1. Построение схем на основе закономерностей раскрытия минералов.

2. Построение схем с использованием влияния фракционного состава и вида сепарационной характеристики.

3. Построение схем с учетом раскрытия минерала при последовательном сокращении крупности.

Однако, каждая из них имеет недостатки. Очевидно возникает необходимость в методике, объединяющей все три ветви. Она должна отвечать следующим требованиям:

- методика построения принципиальной схемы обогащения должна обеспечить возможности синтеза сложных схем, включающих несколько стадий и циклов обогащения; расчета качественно-количественной схемы с получением значений выхода продукта, содержания в нем полезного компонента, извлечения полезного компонента в продукты обогащения;

- должна давать информацию о меняющемся фракционном составе обогащаемого сырья;

- в методике обязательно должны быть учтены следующие основные положения:

- 1) закономерности раскрытия минералов в ходе рудоподготовки и обогащения;

- 2) возможность использования различных физических свойств для разделения в разных стадиях и циклах;

- 3) несовершенство работы аппаратов;

- 4) преобразование фракционного состава в ходе рудоподготовки и обогащения;

- 5) возможность оптимизации операций изменения границ (сокращения крупности) и дополнительных операций;

- 6) возможность проектирования схемы блоками с последующей оптимизацией их структуры;

- 7) возможность оптимизации структуры схемы в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Годэн А. М. Основы обогащения полезных ископаемых: Пер. с англ. М. ГНТИ литературы по черной и цветной металлургии, 1946. 535 с.
2. Линч А. Дж. Циклы дробления и измельчения. М.: Недра, 1981. 343 с.
3. Козин В. З., Нестерова Т. В. Формулы раскрытия фаз и образования сростков при разрушении кусков руды // Изв. вузов. Горный журнал. 1995. № 9. С.131-136.
4. Козин В. З. Общая схема обогащения полезных ископаемых // Изв. вузов. Горный журнал. 2001. № 4-5, С.8-16.
5. Справочник по проектированию рудных обогатительных фабрик: в 2 кн./ Редкол.: О. Н. Тихонов и др. М.: Недра, 1988. Кн.1. С. 374.
6. Тихонов О. Н. Задача о прогнозе степени измельчения на фракционный состав обогащаемых минеральных материалов. Изв. вузов. «Цветная металлургия», 1986, № 4, С.3-8.
7. Тихонов О. Н. О кривых обогатимости, контрастности и распределения минеральных частиц по физическим свойствам и содержаниям ценных компонентов. – Изв. Вузов. «Цветная металлургия», 1983, № 2, С. 3-9.
8. Тихонов О. Н. Методы экспериментального определения распределения частиц минерального сырья по флотируемости (флотометрический анализ). – Изв. вузов. «Цветная металлургия», 1978. № 6. С. 3-8.
9. Артюшин С. П. Проектирование углеобогатительных фабрик. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Недра, 1974. 200 с.
10. Бааранов В. Ф., Глухов В. В. Формализация процесса проектирования дробильно-обогатительных комплексов обогатительных фабрик // Обогащение руд. 1980. № 5. С. 712.
11. Цыпин Е. Ф. Оптимизация проектирования процессов, аппаратов и схем обогащения: Учеб. пособие. Свердловск, изд. СГИ им В. В. Вахрушева, 1983. 78 с.

А. И. Зимин, Л. А. Минухин, В. М. Коблов,
И. П. Козловская, Г. А. Суслова, Н. В. Вольхина

ПНЕВМОГИДРОКЛАССИФИКАЦИЯ ПЕСЧАНЫХ СМЕСЕЙ

Внедрение перспективных технологий и образцов техники в различных отраслях промышленности и народного хозяйства представляет существенный резерв повышения эффективности общественного производства, а создание новых и совершенствование существующих технологий является актуальной задачей современности.

Сортировка, классификация и обогащение твердых, влажных, липких или смерзшихся материалов традиционными способами (рассев на грохотах, ситах или буратах) так же, как и пневмоклассификация, связаны с решением сложных технологических проблем. Эти материалы, представляющие собой агломераты, конгломераты (твердые бытовые отходы), слипшиеся куски, окачиши составлены, как правило, из мелких частиц. Пневмоклассификация в горячих газах (топочных, нагретом воздухе), осуществляющих процесс сушки, требует применения после классификатора-сушилки (или дробилки-сушилки) системы аппаратов по пылегазоочистке и раздельному сбору рассортированных фракций. При возможности использования в технологическом процессе влажных материалов применяют гидроклассификацию. По эффективности процесса последняя существенно уступает пневмоклассификации из-за необходимости значительных затрат воды и образования загрязненных сточных вод; при работе в замкнутом цикле происходит интенсивное абразивное изнашивание перекачивающих насосов.

В результате обобщения [1, 2] и обширного опыта производственных предприятий авторами сделан вывод о перспективности применения пневмогидроклассификации порошковых материалов. Это сулит существенное снижение энергозатрат, расхода воды и возможность исключения из процесса как оборудования, подверженного интенсивному абразивному изнашиванию, так и оборудования пылегазоочистки.

Соответствующие этому конструктивное оформление процессов обогащения и сортировки порошковых материалов достигается в простом и компактном аппарате без перекачивающих насосов и подвижных или перемещающихся относительно друг друга деталей.

Отсутствие методики расчета процесса классификации трехфазных систем, опыта проектирования и создания аппаратов для их реализации, а также критериев оптимизации параметров и режимов работы аппаратов для трехфазных систем, обусловливают необходимость теоретических исследований, а также экспериментальных и доводочных работ при пусконаладке.

Гидродинамические процессы и режимы взаимодействия фаз в газодинамическом аппарате с зернистым слоем в настоящее время исследованы недостаточно. Теоретические основы исследований включают математическое моделирование двух гидродинамических режимов: фильтрации и псевдоожижения при пузырьковом движении газовой фазы и жидкости для малых расходов газа. В этом режиме газ движется сквозь слой жидкости в виде отдельных пузырей небольшого размера, исключая пенный или струйный режимы. Зернистый материал образует однородный псевдоожиженный слой; поршне- или каналообразования исключаются.

При математическом описании процесса применен феноменологический ньютоновский подход, основанный на представлении о непрерывности движущегося вещества – гипотезе о сплошности каждой из фаз системы и среды в целом – и привлечении для их изучения понятий и методов механики сплошной среды.

Физическая сущность процесса заключается в инъекции газа в один из сообщающихся сосудов, приводящей к уменьшению плотности наполненной газом жидкости, повышению её уровня и циркуляции по аппарату. Классификация осуществляется как за счет осаждения материала в движущейся жидкости, так и за счет разделения его в псевдоожиженном слое.

Гидромеханические процессы осаждения твердых смесей материалов и их классификации в псевдоожиженном слое описываются уравнением

$$Eu = f(Re), \quad (1)$$

где Eu и Re - критерии Эйлера и Рейнольдса, включающие скорость осаждения V и соответствующую ей скорость псевдоожижения. Поэтому уравнение приводят к виду

$$Re = f(Ar), \quad (2)$$

где Ar – критерий Архимеда, в выражении которого не содержится скорость

$$Ar = \frac{g \cdot d^3 \cdot \Delta \rho}{v^2 \cdot \rho}, \quad (3)$$

где v и ρ – соответственно кинематическая вязкость и плотность восходящего газо-жидкостного потока (ожижающего агента); $\Delta \rho = \rho_t - \rho$ – разность плотностей твердой фазы ρ_t и оживающего агента; d – размер ожигаемых частиц твердой фазы; g – ускорение свободного падения.

Зависимость (3) экспериментально исследована и может быть представлена обобщенным приближенным уравнением

$$Re = \frac{Ar \cdot \varepsilon^{4,75}}{18 + 0,61 \cdot \sqrt{Ar \cdot \varepsilon^{4,75}}}, \quad (4)$$

где ε – степень пористости (порозность) псевдоожиженного слоя.

Из последнего уравнения по известному значению Re скорость псевдоожижения V_1 может быть определена из выражения

$$V_1 = \frac{Re \cdot v}{d}, \quad (5)$$

Началу процесса псевдоожижения соответствует величина критической скорости при $\varepsilon \approx 0,4 \dots 0,5$ и начальной высоте неподвижного слоя твердой смеси H_{in} , определяемая из преобразованных зависимостей (3) и (4).

$$Re_{kp1} = \frac{Ar}{1400 + 5,22 \cdot \sqrt{Ar}}, \quad (6)$$

$$V_{kp1} = \frac{Re_{kp1} \cdot v}{d}, \quad (7)$$

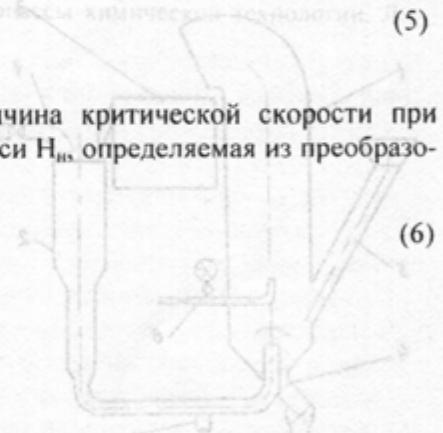
Скорость витания (уноса) частиц кипящего слоя соответствует V_{kp2} и находится из уравнения (2) при $\varepsilon = 1$

$$Re_{kp2} = \frac{Ar}{18 + 0,61 \cdot \sqrt{Ar}}, \quad (7)$$

Высота псевдоожиженного слоя H при известной порозности ε находится из выражения

$$H = \frac{1 - \varepsilon_{in}}{1 - \varepsilon} \cdot H_{in},$$

а величина порозности из зависимости (3)



$$\varepsilon = \left(\frac{18 \cdot Re + 0,36 \cdot Re^2}{Ar} \right)^{0,21} \quad (8)$$

Н. В. Борисова, А. Судова, Г. В. Тулькин

(5) Из приведенных уравнений (1)-(8) следует, что для смеси частиц различной плотности ρ_t , подбором скорости V_{kp} и плотности восходящего газожидкостного потока ρ с помощью давления газа (воздуха), подаваемого в аппарат, можно достичь выноса вверх частиц любого требуемого размера. При этом более крупные частицы остаются в кипящем слое высотой H или выходят из этого слоя и из аппарата вниз. Однородно взвешенный (кипящий) слой без бурных всплесков и выбросов агрегатов твердых частиц наблюдается при дополнительном условии для значений критерия Фруда [3]:

$$Fr = \frac{\nu_{kp}^2}{d \cdot g} < 1. \quad (9)$$

На первом этапе экспериментальных исследований классифицировалась коллоидная речная песчаная смесь, включающая частицы (в мкм): глины ($10^1 \dots 1,2$), ила ($1,2 \dots 1,5$), песка ($1,5 \dots 0,5 \cdot 10^2$) и даже частицы гравия ($>0,9 \cdot 10^2$). Полидисперсный состав определялся множеством случайных факторов.

Экспериментальные исследования выполнены на полупромышленном аппарате для классификации мокрой речной песчаной смеси в водо-воздушном потоке (рисунок) с целью выделения фракций $0,1 \dots 0,5$ мм для использования при приготовлении строительных бетонных смесей с цементом и песком. Установка с пневмоклассификатором заменила традиционную технологическую схему, включающую сушилку, вибросито и систему пылеочистки, обеспечивавшую сменную потребность производственного участка по песку до 300 кг.

После заполнения водой системы сообщающихся сосудов, состоящей из колонки 1 и циркуляционной трубы 2 с напорным баком, сжатый воздух подается в аппарат через воздухораспределительную систему 6. Распределение воздуха по колонке 1 обеспечивается с помощью сопла или металлокерамической насадки, а необходимая скорость подачи - вентилем с манометром при постоянном давлении, обеспечивающим постоянство расхода. Подача воздуха обеспечивает перетекание воды из трубы 2 в колонку 1 и заполнение бака-сборника 3 до расположенного в верхней его части переливного желоба, по которому вода возвращается в трубу 2, создавая циркуляцию в аппарате. После заполнения и дополнительной подпитки водой из устройства 7 начинается загрузка через воронку 5 исходной смеси песка, которая подается в нижнюю часть колонки 1 на классификацию. Мелкие фракции ($0,1 \dots 0,5$ мм) выносятся вверх и собираются в сборнике 3, а крупные фракции периодически выгружаются в сборник (не показан) через патрубок 4. Удаление воздуха из водо-песчаной смеси осуществляется через верхнюю часть колонки 1 перед сборником 3 и частично в самом сборнике. Бак-сборник одновременно является и отстойником песка, где вода освобождается от фракций более 0,1 мм. Речной песок содержит небольшое количество легких включений с размерами более 0,5 мм с плотностью, меньшей плотности песка (слюда, щепки, водоросли и др.); для их отделения над сборником 3 устанавливалось сито (не показано) с размерами ячеек 0,5 мм. Такое сито приходилось с периодичностью 1 раз через час работы (после переработки 50...90 кг песка).

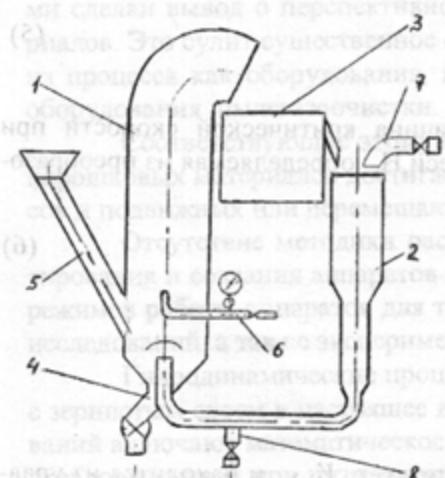


Схема пневмогидроклассификатора:
1 - колонка с взвешенным (кипящим) слоем материала; 2 - циркуляционная труба с напорным баком; 3 - сборник мелких фракций песка с переливным желобом; 4 - патрубок для отвода крупных фракций песка ($>0,5$ мм); 5 - загрузочная воронка; 6 - воздухораспределительное устройство с вентилем и манометром; 7 - устройство для заполнения аппарата водой; 8 - патрубок для опорожнения аппарата

освобождать от ~200 г примесей с периодичностью 1 раз через час работы (после переработки 50...90 кг песка).

Габариты аппарата: высота - 2,3 м, длина - 1,32 м, ширина - 0,95 м. Диаметр колонки 1 - 76 мм, давление сжатого воздуха, подаваемого в аппарат, поддерживалось в пределах $0,14 \pm 0,01$ МПа, что обеспечивало производительность по циркулирующей воде 1,2 м³/ч. Это единственный параметр, который необходимо поддерживать неизменным при работе. Поскольку в экспериментах подача песчаной смеси через воронку 5 осуществлялось без дозатора (вручную), то производительность при работе колебалась от 20 до 100 кг/ч по сухому веществу и составляла за время испытаний 75 кг/ч.

Испытания подтвердили возможность и эффективность пневмогидроклассификации для производственных целей.

Для обеспечения сменной потребности цеха по песку до 300 кг/ч на основании произведенных расчетов рекомендовано увеличить диаметр колонки до 160 мм и использовать дозатор подачи песчаной смеси с постоянной производительностью и без затрат ручного труда. Габариты аппарата при этом остаются практически неизменными. Успешные испытания пневмогидроклассификатора позволяют рекомендовать к использованию подобные конструкции аппаратов для отмычки корнеплодов и лекарственных корней от земли и легких примесей с последующей классификацией их по размерам без механического повреждения последних. Для подобных целей аппараты могут быть использованы при переработке твердых бытовых отходов и техногенных образований, при обогащении рудного сырья и в других процессах.

УДК 627.24.08.055

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Краткий справочник конструктора нестандартного оборудования. В 2-х томах / В. И. Бакуменко, В. А. Бондаренко, С. Н. Косоруков и др.; Под ред. В. И. Бакуменко. М.: Машиностроение, 1997. 544 и 524 с.
2. Барский М. Д. Фракционирование порошков. М.: Недра, 1980. 327 с.
3. Романков П. Г., Курочкина М. И. Гидромеханические процессы химической технологии. Л.: Химия, 1982. 288 с.

Работы по оптимизации вращательного бурения скважин различного назначения в Уральской государственной горно-геологической академии были начаты в 60-х годах на кафедре звуконометрии горных предприятий (ЭГГ) и технология и техники разведки месторождений полезных ископаемых (ТГР). Экспериментальные исследования проводились на стендах кафедры ТГР и машиностроительного завода им. В. В. Воровского, оборудованных буровым станком 4 ЗМН-150А с регулируемой скоростью вращения буровой колонны. Производственные испытания разработанных систем автоматического управления якорем бурения проводились на Бакальском и Саткинском карьерах и в геологоразведочных партиях Сосновской и Степной экспедициях [1-2].

В началу 70-х годов одним из научных направлений обеих кафедр является исследование влияния технологических параметров режима вращательного бурения на результаты проходки скважин. Производственные исследования выполнялись во многих геологоразведочных организациях Урала и Казахстана. Были разработаны и успешно испытаны в производственных условиях несколько систем автоматической оптимизации процесса вращательного бурения скважин различного назначения, сконструированы и испытаны датчики средней механической скорости бурения, искусственные нейроны к вибрации бурильной колонны [3, 4, 5; 6].

В современных условиях рыночной экономики существенно возросла роль буровых работ не только при разведке традиционных месторождений полезных ископаемых на Урале, но и при разработке и разработке многочисленных тектонических образований, при защите недр и окружающей среды от воздействия этих образований. Кроме того, через скважины в недрах находятся отходы промышленного и сельскохозяйственного производства, не поддающиеся очистке, утилизации и обезвреживанию. Буровые работы являются обязательными при сооружении подземных хранилищ опасичных материалов в газообразном, жидким и твердом состояниях. Скважины используют для целей ликвидации ядер и для прогноза неблагоприятных экологических ситуаций.

Несмотря на специфические особенности технологии бурения скважин в зависимости от их назначения, предлагаемый способ определения оптимального времени вращательного буре-

который в момент $t = 0$ - момент $t = t_0$; $\tau = t_0 - t$ время взвешивания штифтов t_0 и t - время взвешивания штифтов с изменившимся со временем количеством засыпки; m_{t_0} и m_t - масса штифтов в момент времени t_0 и t . Тогда получим формулу определения коэффициента отважности от $m_t/m_{t_0} = 10^{10} \cdot F(t)$, где $F(t) = m_t/m_{t_0}$ - это коэффициент отважности засыпки в момент времени t относительно засыпки в момент времени t_0 (коэффициент отважности засыпки в момент времени t относительно засыпки в момент времени t_0 определяется как $F(t) = m_t/m_{t_0}$).

Все это означает, что для определения коэффициента отважности засыпки в момент времени t необходимо измерить массу засыпки в момент времени t и измерить массу засыпки в момент времени t_0 , а затем подставить эти данные в формулу (1). Для этого необходимо измерить массу засыпки в момент времени t и измерить массу засыпки в момент времени t_0 .

Экспериментальные исследования выполнены на полупромышленном аппаратуре для классификации мокрой речной песчаной смеси в водно-воздушном потоке (рисунок) с целью выделения фракций 0,1...0,5 мм для использования при производстве строительных бетонных смесей с добавлением песка. Установка с пневматическим дробилкой заменяет традиционную гидравлическую смеси $N_{\text{д}} \cdot N_{\text{в}} \cdot N_{\text{в}} \cdot N_{\text{в}} \cdot N_{\text{в}}$ для отработки технологий производства бетонов и растворов на основе песка и цемента. Продолжительность пребывания в установке песка до 300 кг.

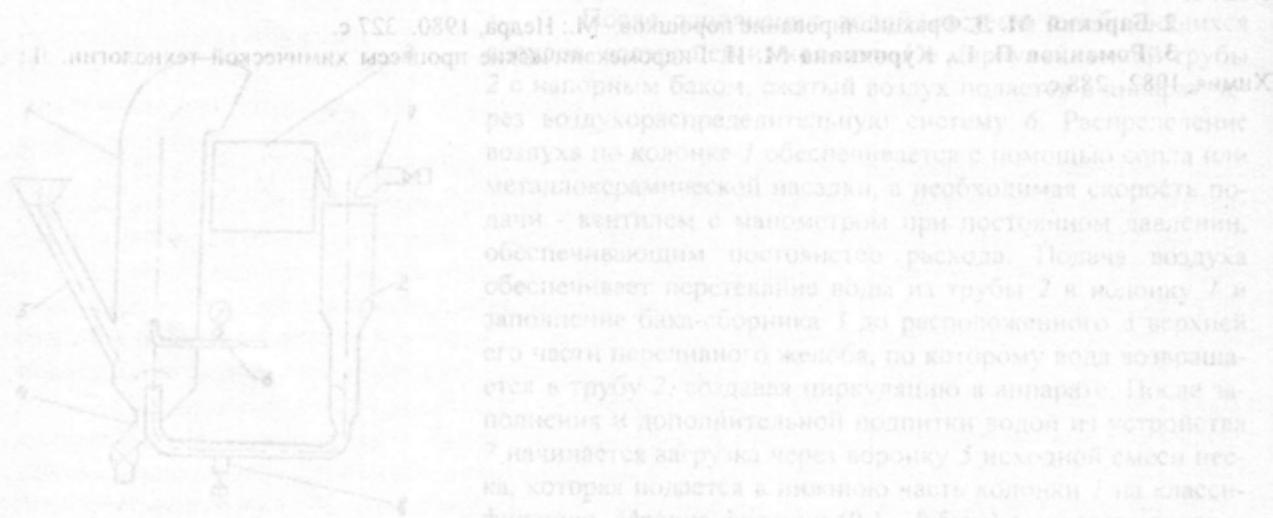


Схема пневматического классификатора.
1 - колонна с извещенным континентальным материалом; 2 - циркуляционные трубки с напорным баком; 3 - сборник чистых фракций песка с переливным желобом; 4 - потолок для отвода крупных фракций песка ($D > 0,5 \text{ мм}$); 5 - воздушная воронка; 6 - воздухораспределительное устройство с вентилем и манометром; 7 - устройство для заполнения аппарата водой; 8 - патрубок для опорожнения аппарата

освободить от -200 г примесей с периодичностью $50 \cdot 90 \text{ кг}$ песка).

2 с напорным баком, скатый воздух подается из пневматической системы 6. Распределение воздуха по колонке 1 обеспечивается с помощью сопла или металлокерамической насадки, а необходимая скорость подачи - вентилем с манометром при постоянном давлении, обеспечивающим постоянство расхода. Подача воздуха обеспечивает всасывание воды из трубы 2 в колонку 1 и заполнение базисного бака 3 до растекающегося из верхней его части переливного желоба, по которому вода возвращается в трубу 2, создавая циркуляцию в аппарате. После заполнения 3 дополнительной водой из устройства 7 начинается загрузка через воронку 5 исходной смеси песка, которая попадает в нижнюю часть колонки 1 на классификатор. Мелкие фракции ($0,1 \dots 0,5 \text{ мм}$) выносятся вверх и собираются в сборнике 3, а крупные фракции периодически выгружаются в сборник (не показан) через патрубок 4. Удаление воздуха из водно-песчаной смеси осуществляется через верхнюю часть колонки 1 перед сборником 3 и частично в самом сборнике. Бак-сборник одновременно являет и отстойником песка, где вода освобождается от фракций более $0,1 \text{ мм}$. Речной песок содержит небольшое количество легких включений с размерами более $0,5 \text{ мм}$ с плотностью, меньшей плотности песка (т.е. соли, водоросли и др.), для их отвлечения над сборником 3 устанавливается сетка (не показана), с размерами ячеек $0,5 \text{ мм}$. Гравий и крупники (размером 50...90 кг) песка

2003 № 3 СЕРИЯ: ГОРНАЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

Вып. 16

Городской институт горно-геологической науки и техники Уральской государственной горно-геологической академии им. В. В. Воровского (УГГИ) – это научно-исследовательский институт, созданный в 1960 году на базе кафедры горного машиностроения Уральского горно-технического института (УГТИ). УГГИ – это инновационный центр горнодобывающей промышленности Южного Урала.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

ГОРНОЙ ТЕХНОЛОГИИ И ТЕХНИКИ

УДК 622.24.05.055

Н. Б. Ситников, В. Т. Трапезников

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА БУРЕНИЯ ГЕОЛОГОРАЗВЕДОЧНЫХ СКВАЖИН ЗАТУПЛЯЮЩИМСЯ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩИМ ИНСТРУМЕНТОМ

Работы по оптимизации вращательного бурения скважин различного назначения в Уральской государственной горно-геологической академии были начаты в 60-е годы на кафедрах электрификации горных предприятий (ЭГП) и технологии и техники разведки месторождений полезных ископаемых (ТТР). Экспериментальные исследования проводились на стендах кафедры ТТР и машиностроительного завода им. В. В. Воровского, оборудованных буровым станком ЗИВ-150А с регулируемой скоростью вращения бурильной колонны. Производственные испытания разработанных систем автоматического управления процессом бурения проводились на Бакальском и Саткинском карьерах и в геологоразведочных партиях Сосновской и Степной экспедициях [1, 2].

К началу 70-х годов одним из научных направлений обеих кафедр является исследование влияния технологических параметров режима вращательного бурения на результаты проходки скважин. Производственные исследования выполнялись во многих геологоразведочных организациях Урала и Казахстана. Были разработаны и успешно испытаны в производственных условиях несколько систем автоматической оптимизации процесса вращательного бурения скважин различного назначения; сконструированы и испытаны датчики средней механической скорости бурения, нечувствительные к вибрации бурильной колонны [3, 4, 5, 6].

В современных условиях рыночной экономики существенно возросла роль буровых работ не только при разведке традиционных месторождений полезных ископаемых на Урале, но и при разведке и разработке многочисленных техногенных образований, при защите недр и окружающей среды от воздействия этих образований. Кроме того, через скважины в недрах захороняются отходы промышленного и сельскохозяйственного производства, не поддающиеся очистке, утилизации и обезвреживанию. Буровые работы являются обязательными при сооружении подземных хранилищ различных материалов в газообразном, жидкокомpressedном и твердом состояниях. Скважины используют для целей мониторинга недр и для прогноза неблагоприятных экологических ситуаций.

Несмотря на специфические особенности технологии бурения скважин в зависимости от их назначения, предлагаемый способ определения оптимального времени вращательного буре-

ния затупляющимся породоразрушающим инструментом может быть использован в различных геолого-технических условиях.

Теоретическим результатом выполненных работ следует считать создание математических моделей процесса вращательного бурения общего вида, на основании которых были получены необходимые и достаточные условия экстремума основных показателей процесса бурения (механической и рейсовой скоростей, стоимости проходки одного метра скважины и проходки на породоразрушающий инструмент). Следствием необходимых условий экстремума основных показателей процесса бурения является уравнение оптимальной, на графике которого расположены координаты оптимальных (по основным показателям) значений технологических параметров (осевого усилия P и угловой скорости вращения породоразрушающего инструмента ω); с помощью уравнения оптимальной можно проверять любые математические модели процесса вращательного бурения частного вида на непротиворечивость [7].

На основании общей математической модели процесса бурения выявлен и исследован регулярный дрейф статической характеристики объекта и максимума проходки на один оборот породоразрушающего инструмента, обусловленные износом его вооружения.

Дрейф характеристики механической скорости как функции технологических параметров и физических свойств бурильных пород - это её изменение во времени. Различают регулярный и случайный дрейф, а также дрейф по вертикали и горизонтали.

Регулярный дрейф характеристики механической скорости обусловлен износом вооружения породоразрушающего инструмента, случайный - изменением свойств бурильных пород. Дрейф по вертикали - это изменение величины механической скорости бурения, дрейф по горизонтали - изменение значений технологических параметров P и ω , соответствующих максимуму скоростей бурения, он обусловлен как изменением свойств пород, так и износом вооружения ПРИ.

В производственных условиях при бурении разведочных скважин было подтверждено наличие значительного дрейфа статической характеристики объекта $V(P, \omega, a_i, t)$, где V - механическая скорость бурения; a_i - коэффициенты математических моделей, учитывающие свойства горных пород; t - время чистого бурения.

Дрейф статической характеристики объекта управления существенным образом затрудняет определение математической зависимости скорости бурения от параметров режима, поскольку с течением времени коэффициенты математических моделей изменяются. По этой причине и возникает необходимость постоянного регулирования режимных параметров процесса бурения.

В настоящей работе исследуем только регулярный дрейф максимума механической скорости бурения скважин. Наличие дрейфа установим, исследуя математическую модель процесса, приведенную в работе [8]

$$V(t) = V_0(1 + K(n-1)V_0^{n-1} \cdot t)^{\frac{1}{n-1}}, \quad (1)$$

где V_0 - начальное значение механической скорости; K - коэффициент износа (в работе [8] считается, что $K = \text{const}$); n - показатель степени.

Необходимые условия экстремума механической скорости определяются из системы уравнений

$$\begin{cases} \frac{\partial V}{\partial P} = 0 \\ \frac{\partial V}{\partial \omega} = 0 \\ \frac{\partial V}{\partial t} = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \left(\frac{V}{V_0}\right)^n \cdot \left(\frac{\partial V_0}{\partial P} - V_0^n \cdot t \frac{\partial K}{\partial P}\right) = 0; \\ \left(\frac{V}{V_0}\right)^n \cdot \left(\frac{\partial V_0}{\partial \omega} - V_0^n \cdot t \frac{\partial K}{\partial \omega}\right) = 0; \\ \frac{\partial V}{\partial t} = -kV^n. \end{cases} \quad (2)$$

Третье уравнение системы (2) справедливо при следующих условиях:

- если 1) $V(t) = 0$ при $n \geq 1$ и $t \rightarrow \infty$;
- 2) $V = 0$ при конечном значении времени чистого бурения, когда $n < 1$;

3) $K=0$, что соответствует отработке самозатачивающегося ПРИ. В последнем случае система (2) принимает вид

(8)

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial V_0}{\partial P} &= 0; \\ \frac{\partial V_0}{\partial \omega} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Проверку полученных выражений производят с помощью математической модели частного вида элемента по износу опорного диска (8) и (9), имеющей вид

Так как решением системы (3) являются постоянные (во времени) числа, то в случае, когда $K=0$, дрейф максимума механической скорости бурения отсутствует, выражение (1) принимает вид $V(t) = V_0 = \text{const}$. При $K = \text{const} \neq 0$ система (2) принимает вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial V_0}{\partial P} &= 0; \\ \frac{\partial V_0}{\partial \omega} &= 0; \\ \frac{\partial V}{\partial t} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

а уравнение (1) остается неизменным.

Очевидно, что первые два уравнения системы (4) не содержат времени чистого бурения и могут решаться без учета третьего уравнения. Их решением является пара значений режимных параметров: осевое усилие P и угловая скорость ω , оптимальных по механической скорости бурения незатупленным ПРИ, они постоянны и не зависят от текущего времени. Таким образом, в данном случае имеет место только вертикальный дрейф статической характеристики объекта, поскольку уравнение (1) остается в силе и механическая скорость бурения с течением времени падает до нуля. Максимум функции $V(P, \omega, a, t)$ достигается при значении времени чистого бурения $t = 0$ и режимных параметрах $P = P_{\text{opt}}$; $\omega = \omega_{\text{opt}}$. Минимум функции $V = 0$ (если он есть) достигается при любых значениях P, ω и времени чистого бурения:

$$t = V_0^{1-n} \cdot K^{-1} \cdot (n-1)^{-1} \quad (5)$$

при условии, что $n < 1$.

Выражение (5) дает время, в течение которого механическая скорость бурения снижается до нуля из-за износа вооружения ПРИ, оно определяется из уравнения (1).

Если выражение (5) подставить в первые два уравнения системы (2), то будет получена следующая система:

$$\left. \begin{aligned} -K(n-1) \cdot \frac{\partial V_0}{\partial P} \cdot \left(\frac{\partial K}{\partial P} \right)^{-1} &= V_0; \\ -K(n-1) \cdot \frac{\partial V_0}{\partial \omega} \cdot \left(\frac{\partial K}{\partial \omega} \right)^{-1} &= V_0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Если от выражения (5), определяющего время полной отработки вооружения ПРИ, взять частные производные по осевому усилию и угловой скорости вращения бурильной колонны и приравнять их к нулю, то снова будет получена система (6). Очевидно, что она определяет режимные параметры P и ω , оптимальные по времени износа вооружения ПРИ.

Проходка, соответствующая полному износу вооружения ПРИ, определяется из выражения

$$h = V^{2-n} \cdot K^{-1} \cdot (2-n)^{-1}. \quad (7)$$

Режимные параметры, обеспечивающие максимум проходки (при полном износе вооружения), определяются из уравнений:

Изложенные выше выводы опровергнуты в дальнейшем.

$$\left. \begin{aligned} & -K(n-2) \cdot \frac{\partial V_0}{\partial P} \cdot \left(\frac{\partial K}{\partial P} \right)^{-1} = V_0; \\ & -K(n-2) \cdot \frac{\partial V_0}{\partial \omega} \cdot \left(\frac{\partial K}{\partial \omega} \right)^{-1} = V_0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Сравнивая выражения (6) и (8), можно сделать вывод, что режимные параметры, оптимальные по максимуму времени отработки вооружения и максимуму проходки на ПРИ, не совпадают. Следовательно, максимум времени отработки вооружения затупляющегося ПРИ можно рассматривать как самостоятельный критерий оптимизации процесса бурения.

В случае, когда $n > 1$ и коэффициент износа $K = \text{const}$, третье уравнение системы (2) несправедливо, т. е. в процессе износа ПРИ скорость бурения не снижается до нуля за конечный промежуток времени, статическая характеристика объекта при этом дрейфует по вертикали (в режиме постоянства значений P и ω), механическая скорость достигает максимума, когда $t = 0$ и проходка равна нулю, а минимум механической скорости отсутствует.

Если коэффициент износа является функцией режимных параметров $K = K(P, \omega)$, то необходимые условия экстремума механической скорости бурения описываются системой (2). В этом случае имеет место как вертикальный (уменьшение скорости бурения), так и горизонтальный (в плоскости режимных параметров P и ω) дрейф статической характеристики объекта $V(P, \omega, a, t)$. В данных условиях третье уравнение системы (2) справедливо только при $V(t)=0$, что даёт минимум механической скорости бурения. Этот случай уже был рассмотрен выше, поэтому осталось рассмотреть случай, когда третье уравнение системы (2) не имеет решения и система принимает вид

$$\left. \begin{aligned} & \frac{\partial V_0}{\partial P} - t V_0^n \cdot \frac{\partial K}{\partial P} = 0; \\ & \frac{\partial V_0}{\partial \omega} - t V_0^n \cdot \frac{\partial K}{\partial \omega} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Решением системы (9) являются зависимости режимных параметров, оптимальных по механической скорости, от времени чистого бурения $P_{\text{опт}}(t), \omega_{\text{опт}}(t)$. В начале бурения ($t = 0$) решением являются координаты экстремума механической скорости при отработке самозатачивающегося ПРИ, эта точка – начало дрейфа. Для определения направления дрейфа статической характеристики объекта в плоскости режимных параметров P и ω от начальной точки отметим, что величины $\frac{\partial V_0}{\partial P}$ и $\frac{\partial K}{\partial P}$ (соответственно $\frac{\partial V_0}{\partial \omega}$ и $\frac{\partial K}{\partial \omega}$) имеют одинаковые знаки. Предположим, что при одновременном увеличении режимных параметров коэффициенты износа увеличиваются $\frac{\partial K}{\partial P} > 0$ и

$\frac{\partial K}{\partial \omega} > 0$, следовательно, соблюдается и соотношение $\frac{\partial V_0}{\partial P} > 0$ и $\frac{\partial V_0}{\partial \omega} > 0$, откуда следует, что с тече-

нием времени оптимальные (по механической скорости) значения режимных параметров уменьшаются. В 1958 г. В. С. Федоров [9] указывал на способы рациональной отработки ПРИ, среди которых предусматривалось постоянное снижение осевого усилия по мере физического износа ПРИ. Таким образом, в данном случае происходит как вертикальный, так и горизонтальный дрейф статической характеристики объекта. Если из системы (9) исключить время, то будет получено уравнение кривой, по которой происходит дрейф статической характеристики объекта:

$$\frac{\partial V_0}{\partial P} \cdot \frac{\partial K}{\partial \omega} = \frac{\partial V_0}{\partial \omega} \cdot \frac{\partial K}{\partial P}, \quad (10)$$

это уравнение оптимально [3].

Время чистого бурения может быть определено по любому из выражений

Соотношение (14) было получено в [9, 10], выражение

$$t = V_0^{-n} \cdot \left(\frac{\partial V_0}{\partial P} \right) \left(\frac{\partial K}{\partial P} \right)^{-1} \text{ или } t = V_0^{-n} \cdot \left(\frac{\partial V_0}{\partial \omega} \right) \left(\frac{\partial K}{\partial \omega} \right)^{-1},$$

где t - время чистого бурения, в течение которого максимум механической скорости сместился из точки P_{opt} и ω_{opt} в точку P, ω , принадлежащую оптимальной (10).

Проверку полученных выводов произведём для математической модели частного вида

$$V_0 = a_0 + 2a_1P + 2a_2\omega + 2a_3P\omega + a_4P^2 + a_5\omega^2;$$

$$V(t) = V_0 e^{-kt}; n = 1; \quad (12)$$

$$K = aP\omega.$$

Коэффициенты модели, полученные экспериментально, имеют значения:

$$a_0 = -30,955; a_1 = 10^{-3}; a_2 = 0,5808; a_3 = 0; a_4 = -10^{-7}; a_5 = -1,32 \cdot 10^{-2}; a = 1,2 \cdot 10^{-6}.$$

Максимум механической скорости бурения будет при значениях режимных параметров $P = 10000$; $\omega = 44$; $V_{max} = 4,6002$. По выражению (11) подсчитываем время, в течение которого экстремум механической скорости переместился из точки $V_0 = max$ в точку, принадлежащую оптимальной (10) с координатами: $P = 8000$; $\omega = 41,047$, а также механическую скорость бурения в этот момент времени: $t = 1,9879$; $V(8000; 41,047; 1,9879) = 1,866$.

Для того, чтобы убедиться, что в этой точке имеется действительно максимум механической скорости, подсчитаем её значение при том же времени бурения, но для других точек, принадлежащих оптимальной (10): $P_1 = 7500$; $\omega_1 = 40,492$ и $P_2 = 8500$, $\omega_2 = 41,683$. В результате расчетов были получены следующие значения: $V_1(P_1; \omega_1; 1,9879) = 1,847$ и $V_2(P_2; \omega_2; 1,9879) = 1,848$. Таким образом, в точке $P = 8000$, $\omega = 41,047$ при времени чистого бурения $t = 1,9879$ действительно достигается максимум механической скорости бурения. Дальнейшие вычисления сводим в таблицу.

Дрейф максимума механической скорости во время бурения

P, H	10000	9500	9000	8500	800	7500
$\omega, \text{рад/с}$	44,000	43,166	42,392	41,6827	41,047	40,492
$t, \text{ч}$	0	0,4228	0,8814	1,3934	1,9879	2,6988
V_{max}	4,6002	3,7070	2,9795	2,3802	1,8660	1,4259

Как видно из таблицы, с увеличением времени чистого бурения режимные параметры, оптимальные по механической скорости, уменьшаются, что подтверждает высказанное ранее предположение.

Время, оптимальное по тому или иному параметру процесса вращательного бурения, определяется физическим износом режущих элементов или вооружения ПРИ. Время, оптимальное по максимуму рейсовый скорости бурения затупляющимся ПРИ, было определено для любого закона изменения механической скорости от времени чистого бурения в работах [9]; оно соответствует моменту, когда текущие значения механической и рейсовой скоростей бурения совпадают. Для бескернового бурения скважин затупляющимся ПРИ выражение для рейсовой скорости бурения имеет вид:

$$V_p(t) = h(t)(t + t_{BC})^{-1}, \quad (13)$$

где $h(t)$ - текущее значение проходки как функции времени чистого бурения; t_{BC} - время вспомогательных операций, не совмещенное непосредственно с бурением.

Необходимые условия экстремума рейсовой скорости запишем следующим образом

$$\frac{dV_p}{dt} = 0 \Rightarrow \left[dh(t)/dt - h(t)/(t_{opt} + t_{BC}) \right] = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow h_{k1}/(t_{opt1} + t_{BC}) = V_{k1} = V(t_{opt1}) = V_{p max},$$

Следует однако заметить, что выражение (13) не всегда верно, оно может принимать значение, отличное от единицы, кроме того, выражение

где t_{opt1} - время, оптимальное по рейсовой скорости бурения; h_{k1} - конечное значение проходки, оптимальное по рейсовой скорости бурения; V_{k1} - конечное значение механической скорости бурения, соответствующее максимуму рейсовой скорости.

Равенство (14) можно использовать для определения времени бурения, оптимального по рейсовой скорости:

$$t_{opt1} = h(t_{opt1}) \cdot V(t_{opt1})^{-1} - t_{BC} . \quad (15)$$

Следует отметить, что подобные выкладки можно произвести и для показателя стоимости проходки одного метра для случая бурения скважины в аналогичных условиях. Запишем выражение стоимости проходки одного метра скважины в общем виде

$$q = C(t + t_{BC} + t_0)h^{-1} , \quad (16)$$

где C – стоимость одного часа работы бурового станка без учета стоимости ПРИ: $t_0 = C_{\Pi} \cdot C^{-1}$ – время, в течение которого стоимость работы бурового станка сравнивается со стоимостью ПРИ; C_{Π} – стоимость ПРИ.

Необходимые условия экстремума стоимости проходки одного метра скважины от времени бурения имеют вид

$$\begin{aligned} dq/dt &= 0 \Rightarrow h_{K2} - dh/dt(t_{opt2} + t_{BC} + t_0) = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow q_{min} = CV^{-1}(t_{opt2}) = C \cdot V_{K2}^{-1} , \end{aligned} \quad (17)$$

где t_{opt2} – время, оптимальное по стоимости проходки одного метра скважины; V_{K2} – конечное значение скорости бурения, оптимальное по стоимости проходки одного метра скважины; h_{K2} – конечное значение проходки, оптимальное по стоимости одного метра скважины.

Из выражений (17) можно получить время бурения, оптимальное по стоимости проходки одного метра скважины:

$$t_{opt2} = h_{opt} \cdot V^{-1}(t_{opt2}) - (t_{BC} + t_0) . \quad (18)$$

В работе [10] по оптимизации рейсовой скорости бурения и стоимости проходки одного метра скважины не приводятся достаточные условия экстремумов этих показателей от времени чистого бурения, хотя утверждается, что «... можно всегда достигнуть V_{pmax} за время t_p ...». Покажем, что это утверждение справедливо не только для рейсовой скорости, но и для стоимости проходки одного метра скважины.

Достаточное условие максимума рейсовой скорости бурения записывается следующим образом

$$d^2 V_p / dt^2 < 0 , \quad (19)$$

подставив в (19) выражение рейсовой скорости и учитывая, что $dV_p/dt = 0$, получим

$$dV/dt < 0 , \quad (20)$$

т. е. для того, чтобы рейсовая скорость имела максимум, необходимо, чтобы механическая скорость была убывающей функцией времени бурения, что всегда выполняется при отработке затупляющегося ПРИ.

Достаточное условие минимума стоимости проходки одного метра скважины от времени бурения имеет вид

$$d^2 q/dt^2 > 0 . \quad (21)$$

С учетом выражения (16), выражение (21) принимает окончательный вид: $dV/dt < 0$.

Таким образом, достаточные условия экстремумов рейсовой скорости и стоимости проходки одного метра скважины совпадают, при отработке затупляющегося ПРИ они всегда выполняются.

Соотношение (14) было получено А. А. Мининым и В. С. Федоровым [9, 11], выражения (15), (17), (18) и (20) получены позднее [12, 13, 14, 15] в общем виде и пригодны к использованию для любого закона изменения механической скорости от времени бурения.

На рис.1 представлены графики зависимости механической скорости бурения, текущего значения проходки на ПРИ и рейсовой скорости бурения от времени. Как видно из графиков, время, оптимальное по рейсовой скорости, меньше времени, оптимального по стоимости проходки одного метра скважины. Покажем, что это закономерно и справедливо для любого закона изменения механической скорости от времени бурения.

В момент времени $t = 0$ значение механической скорости бурения равно V_0 , проходка равна нулю и рейсовая скорость также равна нулю. С течением времени вооружение ПРИ изнашивается и скорость бурения уменьшается, а проходка и рейсовая скорость возрастают. В момент времени $t = t_{opt1}$ механическая и рейсовая скорости имеют одинаковые значения, при этом рейсовая скорость имеет максимум, поскольку выполняются как необходимые, так и достаточные условия экстремума. Если в точке $t = t_{opt1}$ текущему времени дать положительное приращение Δt , то механическая скорость бурения получит отрицательное приращение, а приращение рейсовой скорости вблизи экстремума равно нулю, т. е. после точки $t = t_{opt1}$ рейсовая скорость становится больше механической скорости бурения. Можно показать, что в дальнейшем (в пределе) рейсовая скорость стремится к механической скорости бурения: $\lim V_p = V(t)$, т. е. кривые $V_p(t)$ и $V(t)$ больше не пересекаются (кривые $V(t)$ и $V_p(t)$ имеют только одну точку пересечения). Таким образом, на отрезке времени $t_{opt1} > t \geq 0$ $V_p < V$, а на отрезке $t > t_{opt1}$ $V_p > V$.

Обратимся теперь к выражению (17), которое справедливо для $t = t_{opt2}$. Запишем его следующим образом

$$h_{k2} - V(t_{opt2})(t_{opt2} + t_{BC} + t_0) = 0 \Rightarrow h_{k2}(t_{opt2} + t_{BC})^{-1} - V(t_{opt2}) = \\ = V(t_{opt2})t_0(t_{opt2} + t_{BC})^{-1}. \quad (22)$$

Поскольку правая часть выражения (22) больше нуля, то можно считать, что

$V_p(t_{opt2}) > V(t_{opt2})$, но последнее имеет место при $t_{opt2} > t_{opt1}$, что и требовалось доказать. Таким образом, время, оптимальное по минимуму стоимости проходки одного метра скважины, всегда больше времени, оптимального по рейсовой скорости бурения.

Формулы (15) и (18) носят качественный характер, они пригодны для определения оптимального (по рейсовой скорости и стоимости проходки одного метра скважины) времени только при известном законе изменения механической скорости бурения от времени. Обычно для определения времени, оптимального по рейсовой скорости бурения, используют приближенную формулу А. А. Минина:

$$t_{opt1} = (1.4t_{BC} K^{-1})^{0.5} \quad (23)$$

где K - коэффициент износа в формуле Р. А. Бадалова [8], когда показатель степени $n=1$.

В этом случае зависимость механической скорости бурения от времени бурения выражается экспоненциальной функцией

$$V(t) = V_0 e^{-kt}. \quad (24)$$

Следует однако заметить, что показатель степени n в формуле Р. А. Бадалова не обязательно равен 1, он может принимать любое значение в пределах $0 \leq n \leq 4$ [18]; кроме того, выражение

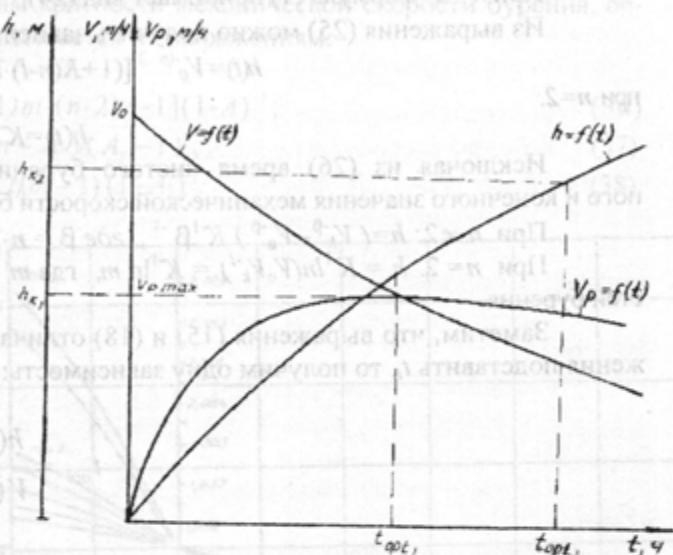


Рис. 1. Зависимость механической (V) и рейсовой (V_p) скорости бурения, проходки на породоразрушающий инструмент (h) от времени чистого бурения (t)

(23) определяет время, оптимальное только по рейсовой скорости бурения, при этом относительная ошибка определения времени составляет от 1,5 до 32 %.

Приведем методику определения оптимального (как по рейсовой скорости, так и по стоимости проходки одного метра скважины) времени бурения для любого значения показателя степени n в формуле Р. А. Бадалова с точностью, достаточной для практических целей.

Уравнение Р. А. Бадалова имеет вид

$$dV/dt + KV = 0. \quad (25)$$

Его решение (при $n \neq 1$) является смещенной гиперболой (1).

При $n=1$ формула (1) принимает вид (24).

Из выражения (25) можно получить зависимость проходки от времени бурения, если $n \neq 2$:

$$h(t) = V_0^{(n-2)} [(1+K(n-1)V_0 t)^{(n-2)/(n-1)} - 1]/(K(n-2)); \quad (26)$$

при $n=2$:

$$h(t) = K^{-1} \ln(1+KV_0 t).$$

Исключая из (26) время чистого бурения, получим зависимость проходки от начального и конечного значения механической скорости бурения:

При $n \neq 2$: $h = (V_k^{\beta} - V_0^{\beta}) K^{-1} \beta^{-1}$, где $\beta = n-2$;

При $n=2$: $h = K^{-1} \ln(V_0 V_k^{-1}) = K^{-1} \ln m$, где $m = V_0 V_k^{-1}$ - кратность начальной и конечной скоростей бурения.

Заметим, что выражения (15) и (18) отличаются только составляющей t_0 , если в эти выражения подставить t_i , то получим одну зависимость:

$$t_{opt} = \frac{h(t_{opt})}{V(t_{opt})} - t_i, \quad (27)$$

при $t_i = t_0 = t_{BC}$ получим выражение для определения времени, оптимального по рейсовой скорости бурения; при $t_i = t_2 = t_{BC} + C_n C^{-1}$ - время, оптимальное по стоимости проходки одного метра скважины.

Из выражения (1) получаем время чистого бурения как функцию кратности начальной и конечной скоростей: при $n \neq 1$ и $n \neq 2$

$$t = (m^{n-1} - 1) K^{-1} V_0^{1-n} (n-1)^{-1} \quad (28)$$

Выражение (27) относительно кратности механических скоростей бурения принимает вид при $n \neq 1$ и $n \neq 2$

$$t = \frac{m(m^{n-2} - 1)}{K(n-2)V_0^{n-2}}. \quad (29)$$

Приравнивая правые части уравнений (28) и (29), после простых преобразований получим:

$$m^{n-1} - (n-1)m + (n-2)A = 0, \text{ где } A = 1 - K(n-1)V_0^{n-1}t_i. \quad (30)$$

Если показатели степени в формуле Р. А. Бадалова равны $n=1$ и $n=2$, то соответствующие выражения для оптимальной кратности механической скорости бурения имеют вид:

$$\text{при } n=1 \quad m - \ln m - A_1 = 0, \quad A_1 = 1 + Kt_1; \quad (31)$$

$$\text{при } n=2 \quad m - m \ln m - A_2 = 0, \quad A_2 = 1 - K_n V_0. \quad (32)$$

При $K=0$ выражение (1) имеет вид: $V(t) = V_0 = \text{const}$, т.е. бурение производится самозатачивающимся ПРИ, в этом случае A, A_1, A_2 равны 1 и уравнения (30), (31), (32) имеют корни $m=1$, т.е. $V_0 = V_k$. Однако этот случай противоречит принятому допущению о том, что отрабатывается затупляющийся ПРИ.

Если принять, что показатель степени n в формуле Р. А. Бадалова принимает любое значение в пределах $4 \geq n \geq 0$, то можно считать, что поставленная задача по оптимизации рейсовой скорости и стоимости проходки одного метра скважины по времени чистого бурения решена в общем виде (для любого закона изменения механической скорости от времени бурения).

Поскольку уравнение (30) решается в радикалах только для некоторых значений показателя степени n ($n=0; 0,5; 1,5; 3; 4$), а уравнения (31) и (32) трансцендентны, то для нахождения корней этих уравнений можно предложить следующие итерационные формулы:

при $n \neq 1$ и $n \neq 2$

$$m = (n-2)(n-1)(m_n^{n-1} - A)(m_n^{n-2} - 2)^{-1}; \quad (33)$$

при $n=1$

$$m = A_1 + \ln(A_1 + \ln(A_1 + \ln(A_1 + \dots); \quad (34)$$

при $n=2$

$$m = (m_n A_2) (\ln m)^{-1}. \quad (35)$$

По оптимальной кратности механических скоростей можно определить конечные значения механической скорости бурения, оптимальное по рейсовой скорости или стоимости проходки одного метра скважины: $V_0 m^{-1} = V_K$. Однако, измерение малых скоростей, имеющих колебательную составляющую, представляет значительные трудности, гораздо легче определить момент прекращения бурения по времени, оптимальному по тому или иному показателю. Оптимальное время, соответствующее оптимальным значениям кратности механической скорости бурения, определяемым по уравнениям (30), (31), (32), рассчитывается по выражениям:

при $n \neq 1$ и $n \neq 2$

$$t_{opt} = t_i [(n-1)m - (n-2)A - 1] (1-A)^{-1}; \quad (36)$$

при $n=1$

$$t_{opt} = t_i [(m - A_1)(A_1 - 1)]; \quad (37)$$

при $n=2$

$$t_{opt} = t_i (m - 1) (1 - A_2)^{-1}. \quad (38)$$

Из полученных выражений видно, что оптимальное время бурения зависит от времени вспомогательных операций и стоимости ПРИ, с ростом этих параметров оно возрастает. Отсюда можно сделать выводы.

1. Процесс бурения неглубоких скважин нельзя оптимизировать по рейсовой скорости, поскольку в этом случае $t_i = t_{bc} = 0 \Rightarrow t_{opt} = 0$; $V_p = 0$, т. е. имеет место не максимум, а минимум рейсовой скорости. Однако, процесс бурения неглубоких скважин можно оптимизировать по минимуму стоимости проходки одного метра скважины, поскольку при этом $t_i = C_P \cdot C^{-1} \neq 0$ и $t_{opt} \neq 0$.

2. При работе в одинаковых условиях в процессе бурения скважины одним типом ПРИ время, оптимальное по стоимости проходки одного метра скважины, всегда больше времени, оптимального по рейсовой скорости, поскольку t_i всегда больше t_1 .

3. Для использования итерационных формул (33) и (35) требуется знание начальных значений неизвестного, которые удобно определить, используя предложенную номограмму (рис. 2). По номограмме для заданных значений показателя n и параметра A можно определить начальные значения оптимальной кратности механической скорости бурения.

Приведём пример использования предложенной методики. Предположим, что необходимо оптимизировать процесс бурения по максимуму рейсовой скорости и минимуму стоимости проходки одного метра скважины при следующих условиях:

$$V_0 = 5 \text{ м/ч}; K = 0,18; t_{bc} = 1,2 \text{ ч}; C_P = 18 \text{ руб}; C = 8 \text{ руб/ч}; n = 1.$$

Оптимизируем по максимуму рейсовой скорости.

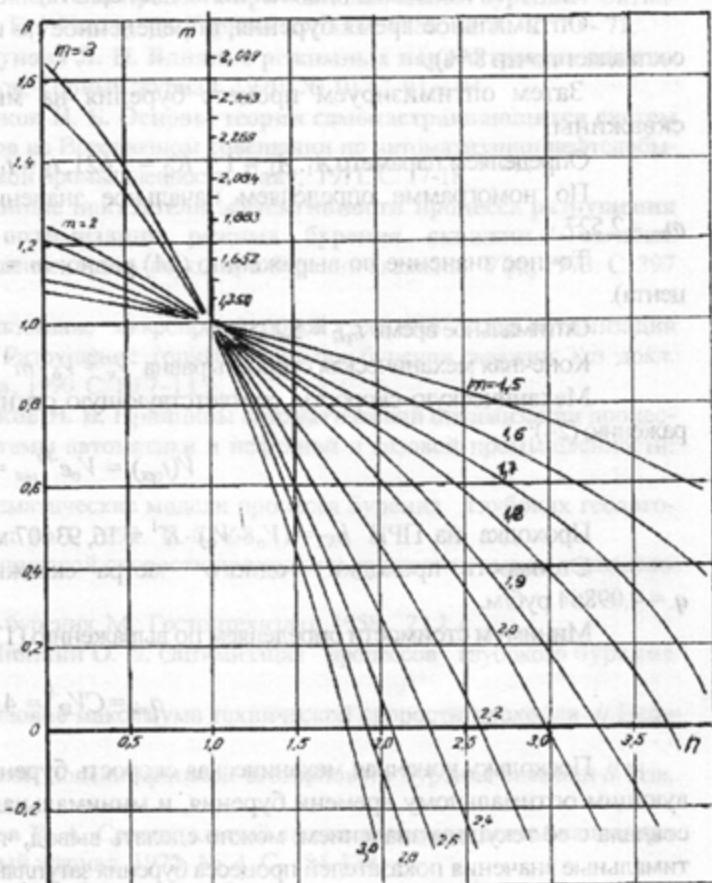


Рис. 2. Номограмма для определения оптимальной (по рейсовой скорости бурения и по стоимости проходки одного метра скважины) кратности механической скорости бурения (m)

Параметр $A_1 = I + Kt_1 = 1,216$; $t_1 = t_{BC} = 1,2$.

По номограмме (рис. 2) определяем кратность механической скорости бурения: $m_{in} = 1,808$; точное значение этой величины определяем по выражению (34): $m = 1,80849$.

Конечное значение механической скорости бурения

$$V_o m^{-1} = V_k = 2,76474 \text{ м/ч.}$$

Оптимальное (по рейсовой скорости) время бурения: $t_{opt1} = 3,29161 \text{ ч.}$

Величина проходки за оптимальное время

$$h_{k1} = (V_o - V_k) K^1 = 12,41813 \text{ м.}$$

Рейсовая скорость: $V_p = h_{k1} (t_{opt1} + t_1)^{-1} = 2,76474 \text{ м/ч.}$

Рейсовая скорость бурения совпадает со значением конечной скорости, откуда следует, что расчет произведен верно. Начальное значение оптимальной кратности механической скорости почти совпадает с его точным значением (ошибка составляет 0,02 %).

Оптимальное время бурения, определенное по выражению (23), равно $t_{opt1} = 3,05505 \text{ ч}$ (ошибка составляет почти 8 %).

Затем оптимизируем процесс бурения на минимум стоимости проходки одного метра скважины.

Определяем параметр A_1 : $A_1 = 1 + K_2 = 1,621$, $t_2 = t_1 + C_D \cdot C^1 = 3,45 \text{ ч.}$

По номограмме определяем начальное значение кратности механической скорости бурения: $m_{in} = 2,527$.

Точное значение по выражению (34) равно: $m = 2,56156$ (ошибка составляет около одного процента).

Оптимальное время $t_{opt2} = 5,2258 \text{ ч.}$

Конечная механическая скорость равна $V_k = V_o \cdot m^{-1} = 1,95185 \text{ м/ч.}$

Механическую скорость, соответствующую оптимальному времени бурения, определяем по выражению (24):

$$V(t_{opt}) = V_o e^{-Kt_{opt}} = 1,95185 \text{ м/ч.}$$

Проходка на ПРИ $h_{k2} = (V_o - V_k) \cdot K^1 = 16,93407 \text{ м.}$

Стоимость проходки одного метра скважины определяем по выражению (16) $q = 4,09864 \text{ руб/м.}$

Минимум стоимости определяем по выражению (17)

$$q_{min} = CV_k^{-1} = 4,09864 \text{ руб/м.}$$

Поскольку конечная механическая скорость бурения совпала с её текущим значением, соответствующим оптимальному времени бурения, и минимальная стоимость проходки одного метра скважины совпала с её текущим значением, можно сделать вывод, что расчеты верны и найдены действительно оптимальные значения показателей процесса бурения затупляющимся ПРИ.

Числовой пример подтвердил вывод о том, что время, оптимальное по рейсовой скорости бурения, значительно меньше времени, оптимального по стоимости проходки одного метра скважины ($3,29161 < 5,2258$) затупляющимся ПРИ.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы. Причиной регулярного дрейфа максимума механической скорости бурения является износ ПРИ; дрейф максимума механической скорости бурения отсутствует при отработке самозатачивающегося ПРИ, когда коэффициент износа $K = 0$. В случае, когда $K = \text{const}$ имеет место только вертикальный дрейф статической характеристики объекта $V(P, \omega, \alpha, t)$. Если коэффициент износа является функцией физических свойств горных пород и режимных параметров $K(P, \omega, \alpha)$, то имеет место как вертикальный, так и горизонтальный (в плоскости режимных параметров P и ω) дрейф максимума механической скорости бурения. С течением времени бурения режимные параметры, отвечающие максимуму механической скорости, уменьшаются. Поскольку дрейф статической характеристики объекта $V(P, \omega, \alpha, t)$ происходит по уравнению опти-

мали, которому соответствуют значения режимных параметров, оптимальных по рейсовой скорости, стоимости проходки одного метра скважины и проходки на ПРИ [17], то, изменяя значения режимных параметров во времени соответственно выражениям (10) и (11), можно получить рациональные значения основных показателей процесса бурения скважин затупляющимся ПРИ.

Приведенная методика определения оптимального времени бурения проста и не вызывает никаких затруднений в производственных условиях, все расчеты могут быть выполнены с использованием электронного микрокалькулятора. Применение предложенной номограммы позволяет определить кратность механической скорости, оптимальной как по рейсовой скорости бурения, так и по стоимости проходки одного метра скважины с ошибкой, не более одного процента. Приведенный числовой пример подтвердил теоретические положения настоящей работы и проиллюстрировал их использование.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Влияние режимных параметров на показатели процесса при мелкоалмазном бурении // Ситников Н. Б., Петров И. П., Каравеев А. С., Фоминых В. Г. // Изв. вузов. Горный журнал . 1966. № 10. С. 70 - 72.
2. Ситников Н. Б., Петров И. П., Пискунова Л. Н. Влияние режимных параметров на показатели процесса шарошечного бурения // Изв. вузов. Горный журнал. 1970. № 10. С. 91 - 94.
3. Петров И. П., Семенцов Г. Н., Ситников Н. Б. Основы теории самонастраивающихся систем регулирования процесса бурения // Тез. докладов на Всесоюзном совещании по автоматизации нефтедобывающей, нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. Баку, 1971. С. 17-18.
4. Петров И. П., Ситников Н. Б. Косвенные показатели эффективности процесса разрушения горных пород и их использование при оптимизации режима бурения скважин // Тез. докл. Всесоюзной научно-технической конференции. Разрушение горных пород при бурении скважин. Уфа, 1973. С. 397 - 401.
5. Ситников Н. Б., Макаров Л. В. Использование микропроцессорной техники для оптимизации процесса бурения геологоразведочных скважин // Разрушение горных пород при бурении скважин: Тез. докл. Всесоюзной научно-технической конференции. Уфа, 1990. С. 117-119.
6. Петров И. П., Семенцов Г. Н., Ситников Н. Б. Принципы автоматической оптимизации процесса бурения глубоких скважин // Элементы и системы автоматики в нефтяной и газовой промышленности: Сб. статей. Киев. 1974. С. 126-139.
7. Ситников Н. Б., Макаров Л. В. Математические модели процесса бурения глубоких геологоразведочных скважин // Изв. вузов. Горный журнал. № 1. 1992. С. 62-68.
8. Бадалов Р. А. Кривая изменения механической скорости проходки и ее аналитическое выражение // Изв. вузов. Нефть и газ. 1958. № 1. С. 51-55.
9. Федоров В. С. Проектирование режимов бурения. М.: Гостоптехиздат, 1958. 212 с.
10. Погарский А. А., Чефранов К. А., Шишкун О. П. Оптимизация процессов глубокого бурения. М.: Недра, 1981. 293 с.
11. Минин А. А. Время долбления как условие максимума технической скорости проходки // Нефтяное хозяйство. 1949. № 3. С. 6-18.
12. Ситников Н. Б. Анализ математической модели процесса бескернового бурения скважин // Изв. вузов. Горный журнал. 1992. № 9. С. 23-28.
13. Ситников Н. Б., Петров И. П., Бердов И. А. Сразнительный анализ критериев оптимизации при вращательном бурении скважин // Изв. вузов. Горный журнал. 1972. № 4. С. 134-138.
14. Ситников Н. Б. Оптимизация бескернового бурения глубоких скважин // Изв. вузов. Горный журнал . 1988. № 10. С. 67-69.
15. Бражников В. А., Фуриз А. А. Информационное обеспечение оптимального управления бурением скважин. М.: Недра, 1989. 202 с.
16. Ситников Н. Б., Трап В. А. Зависимость механической скорости от времени чистого бурения // Изв. вузов. Горный журнал. 1994. № 8. С. 80-84.
17. Ситников Н. Б. Исследование критерия максимума проходки на породоразрушающий инструмент // Изв. вузов. Горный журнал. 1991. № 1. С. 63-65.

Н. Б. Ситников, Н. А. Лепендин

ОПТИМИЗАЦИЯ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ ВЗРЫВНЫХ СКВАЖИН

Станки шарошечного бурения взрывных скважин СБШ-250МНА-32, СБШ-320, ЗСБШ-200-60, применяемые на открытых горных работах, имеют в своем составе регулируемые привода подачи (электрические СБШ-250-50 или чаще гидравлические) и регулируемый электропривод механизма вращения (тиристорные СБШ-250МНА-32, СБШ-320, ЗСБШ-200-60 или систему генератор-двигатель). Механизмы очистки скважины от продуктов разрушения (компрессоры) оборудованы нерегулируемыми электроприводами с асинхронными короткозамкнутыми двигателями. Станки шарошечного бурения, эксплуатируемые в настоящее время на открытых горных работах, не имеют систем оптимизации основных показателей процесса. В свое время были попытки создания и внедрения двухканальных систем автоматического управления процессом шарошечного бурения (Кутузов Б. Н., Шмидт Р. Г., Жуковский А. А., Петров И. П., Марасанов Ю. П. и др. [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7]). Однако, в настоящее время станки шарошечного бурения на открытых горных разработках не имеют в своем составе систем автоматического управления процессом бурения.

Основные причины такого положения, на наш взгляд, следующие:

- отсутствие оценок эффективности функционирования оптимальной системы;
- нет адекватной математической модели процесса бурения;
- не создана надежно функционирующая система управления процессом бурения;
- отсутствуют надежные и быстродействующие датчики и регуляторы технологических параметров и показателей процесса бурения.

Кроме того использование двухканальных систем при поочередном изменении осевого усилия и угловой скорости вращения при низком быстродействии датчиков и регуляторов оказалось неэффективным и зачастую обеспечивало отрицательный результат: большие затраты времени на «рысканье» системы и малое время работы в оптимальном режиме приводило к существенному снижению средней скорости бурения и производительности станка.

Выходом из создавшегося положения может быть разработка и длительная эксплуатация быстродействующих и эффективных одноканальных систем, которые в дальнейшем послужат основой для создания многоканальных систем оптимизации процесса бурения взрывных скважин.

Статья посвящена исследованию возможности оптимизации процесса шарошечного бурения взрывных скважин по основным технологическим показателям на основе использования одноканальной системы управления. В случае использования одноканальной системы оптимизации процесса бурения достаточно иметь математическую модель процесса бурения в функции одного переменного, например, угловой скорости вращения бурового инструмента.

Такая математическая модель может быть представлена в следующем виде:

$$V = V(\omega);$$

$$T(\omega) = A/\omega;$$

$$H(\omega) = V(\omega) \cdot T(\omega);$$

$$\delta(\omega) = 2\pi (V(\omega)/\omega);$$

$$q(\omega) = C/V_\Phi + [C(T + t_0)]/H = C/V_\Phi - [A + t_0\omega]/AV; \quad (1)$$

$$t_0 = C_n/C;$$

$$P_{cm} = V(\omega)[T_{cm} - \sum t_{bc}],$$

где $V(\omega)$ - зависимость механической скорости бурения от угловой скорости вращения долота, м/ч; $T(\omega)$ - зависимость времени отработки долота от угловой скорости вращения, ч; A - эмпирический коэффициент; $H(\omega)$ - зависимость проходки на долото от угловой скорости вращения, м; $\delta(\omega)$ - зависимость проходки на один оборот долота от угловой скорости вращения; C_n - стоимость доло-

та, руб; C - стоимость работы одного часа станка, руб/ч; t_0 – время, в течение которого стоимость проката бурового станка сравнивается со стоимостью долота, ч; P_{cm} - сменная производительность бурового станка, м/см; $\sum t_{bc}$ - суммарное время вспомогательных операций, ч; T_{cm} - время смены (постоянная величина), ч; $V_\phi = h_{ck}/t_{yc}$ – фиктивная скорость бурения, м/ч; h_{ck} – глубина скважины, м; t_{yc} – время вспомогательных операций, приходящихся на одну скважину, ч.

Считаем, что $t_0 = \text{const}$; $V_\phi = \text{const}$; $h_{ck} = \text{const}$; $t_{yc} = \text{const}$, так как они не зависят от ω .

Предположим, что функция механической скорости бурения зависит от угловой скорости вращения долота и имеет максимум, тогда достаточное условие максимума механической скорости бурения имеет вид $dV/d\omega^2 < 0$.

Используя выражения для проходки и времени отработки долота, получим $H = AV/\omega$, тогда достаточное условие максимума можно представить следующим образом:

$$\frac{d^2H}{d\omega^2} = A \frac{d^2V}{d\omega^2} < 0 .$$

Следовательно, для того, чтобы показатель проходки на долото имел максимум, достаточно, чтобы механическая скорость бурения тоже имела максимум.

Достаточное условие минимума стоимости проходки одного метра скважины

$$\frac{d^2q}{d\omega^2} > 0 .$$

Используя систему (1), получим:

$$\frac{d^2q}{d\omega^2} = C/AV^2[-(A+t_0\omega) d^2V/d\omega^2] > 0 \Rightarrow d^2V/d\omega^2 < 0 .$$

Для того, чтобы проходка на породоразрушающий инструмент имела максимум, а стоимость бурения одного метра скважины имела экстремум, достаточно, чтобы зависимость механической скорости от угловой скорости бурения имела максимум. Простейшие зависимости механической скорости бурения от угловой скорости вращения долота (при постоянном значении осевого усилия) могут быть аппроксимированы в рабочем диапазоне изменения ω степенной функцией вида [1, 2, 3]

$$V(\omega) = a_0 + a_1\omega + a_2\omega^2 . \quad (2)$$

Оптимальное управление процессом бурения производится на основе выбранного критерия оптимальности, под которым понимают экстремум какого-либо показателя. Выбор критерия оптимальности зависит от способа бурения, типа породоразрушающего инструмента и горнотехнологических условий. В настоящее время для оценки эффективности процесса бурения используют следующие показатели: механическая $V(\omega)$ и рейсовая $I_r(\omega)$ скорости бурения, проходка на долото $H(\omega)$, время отработки долота $T(\omega)$, проходка на один оборот $\delta(\omega)$ и стоимость проходки одного метра скважины $q(\omega)$. Все эти показатели, за исключением рейсовой скорости бурения и времени отработки долота, имеют экстремум [8], некоторые из них совпадают. Например, показатель сменной производительности зависит от организационных мероприятий ($\sum t_{bc}$) и механической скорости бурения, очевидно, что их экстремумы совпадают. Можно также показать, что координаты экстремумов проходки на долото и проходки на один оборот совпадают.

Если от показателей системы (1) и уравнения (2) взять производные по угловой скорости и приравнять их к нулю, то из полученных уравнений можно получить оптимальные значения угловой скорости:

оптимальная по механической скорости бурения угловая скорость вращения долота

$$\omega_{opt V} = \omega_{opt P_{cm}} = -a_1/a_2 ; \quad (3)$$

оптимальная по величине проходки угловая скорость вращения долота

$$\omega_{opt \delta} = \omega_{opt H} = \sqrt{a_0/a_2} . \quad (4)$$

$$\omega_{\text{opt} q} = -A/t_1 + \sqrt{(A/t_1)^2 + a_0/a_2 - 2a_1 A/a_2 t_1} = \omega_{\text{opt} H}^2 (A/t_1) + 2\omega_{\text{opt} v} (A/t_1). \quad (5)$$

Если оптимальное значение угловой скорости долота (5) подставить в соответствующие выражения показателей, то можно получить их оптимальные значения:

$$V_{\max} = a_0 + a_1 \omega_{\text{opt} v}; \quad (6)$$

$$H_{\max} = 2A |a_2| (\omega_{\text{opt} v} - \omega_{\text{opt} H}); \quad (7)$$

$$S_{\max} = 4\pi(a_1 - \sqrt{a_0 a_2}) = 4\pi |a_2| (\omega_{\text{opt} v} - \omega_{\text{opt} H}); \quad (8)$$

$$q_{\min} = q_1 + q_2 = C/V_{\text{cp}} + C / [|a_2| (\omega_{\text{opt} q}^2 - \omega_{\text{opt} H}^2)], \quad (9)$$

где q_1 и q_2 - постоянная и переменная составляющие стоимости проходки одного метра скважины, они зависят от стоимости одного часа работы бурового станка C , стоимости бурового инструмента C_p и функции механической скорости бурения $V(\omega)$, т. е. коэффициентов a_0, a_1, a_2 .

Из уравнений (5), (6) и (7) следует, что $\omega_{\text{opt} v} > \omega_{\text{opt} H}$; $\omega_{\text{opt} q} > \omega_{\text{opt} H}$; $\omega_v > \omega_q$.

Таким образом, мы получаем соотношение между оптимальными по различным показателям значениями угловой скорости вращения для конкретной (частной) модели процесса бурения (1).

$$\omega_{\text{opt} v} > \omega_{\text{opt} q} > \omega_{\text{opt} H}.$$

Из системы (1) также видно, что основные показатели процесса (кроме времени отработки долота) зависят от механической скорости: чем выше скорость бурения, тем лучше остальные показатели процесса. Однако, механическую скорость бурения нельзя считать независимым параметром процесса бурения, так как она ограничена и сама является функцией многих параметров (типа долота, свойств породы, осевого усилия, угловой скорости вращения и интенсивности очистки забоя скважины от выбуренной породы).

По выражениям (3), (4) и (5) можно определить оптимальные значения угловой скорости вращения долота по различным показателям процесса бурения для математической модели процесса бурения частного вида (механическая скорость бурения аппроксимирована полиномом второго порядка, а время отработки долота - гиперболой). Используя эти выражения, получены соотношения между оптимальными значениями угловой скорости вращения (10). Однако, если считать механическую скорость бурения произвольной функцией угловой скорости вращения (при прочих равных условиях), то порядок расположения оптимальных значений угловой скорости вращения будет тот же самый. Поскольку характер $V(\omega)$ в этом случае неопределен, то следует рассматривать два случая: когда имеет место экстремум $V(\omega)$ и когда экстремума нет. Если механическая скорость имеет экстремум, то по его достижении механическая скорость уменьшается, а время отработки долота сокращается, что приводит к уменьшению проходки, сменной производительности и проходки на один оборот долота. Таким образом, после достижения механической скорости бурения максимума режимы, оптимальные по известным в настоящее время показателям, отсутствуют. В точке максимума механической скорости бурения ее производная по угловой скорости равна нулю, с уменьшением угловой скорости производная возрастает. Таким образом по величине производной можно судить об удаленности данной точки от координаты, оптимальной по скорости бурения. От показателей процесса бурения H, q, V берем производную по ω . приравниваем их к нулю и из полученных уравнений находим производные $dV/d\omega$ в точках $\omega = \omega_{\text{opt} H}$, $\omega = \omega_{\text{opt} q}$, $\omega = \omega_{\text{opt} v}$ (считаем что $V(\omega)$ - неизвестная функция, а время отработки $T = A/\omega$). Выполнив указанные операции, получим

атид тәжік отопод киңдеңдең мүмкіншілік отопод, көзделеңдең $dV(\omega_{opt} H) > I(\omega_{opt} H)$ және $dV(\omega_{opt} q) < I(\omega_{opt} q)$ болып көздейді. (10) нұсқаулендік деңгээлдең $d\omega = \omega_{opt} H + A/t_1$ болып көздейді. Аның салынғандаң $\omega_{opt} H > \omega_{opt} q > \omega_{opt} v$ болып көздейді.

Из полученного соотношения следует

$$\omega_{opt} H > \omega_{opt} q > \omega_{opt} v \quad (10)$$

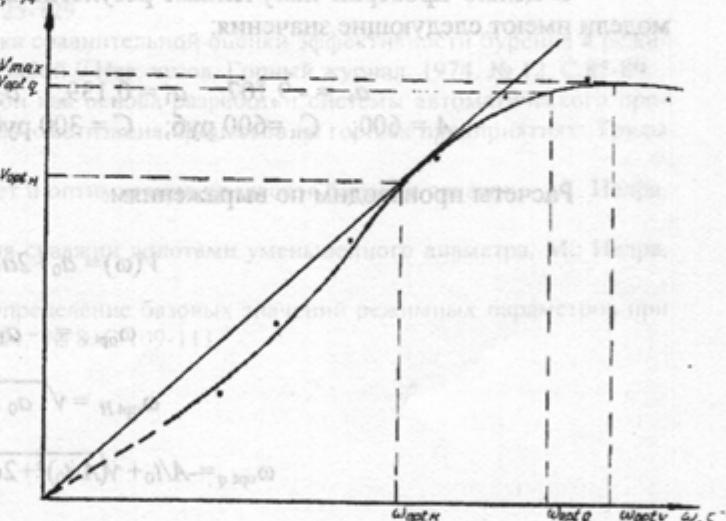
Следовательно, в случае, когда зависимость механической скорости бурения от угловой скорости вращения долота неизвестна, но имеет экстремум, оптимальные значения угловой скорости вращения располагаются в следующем порядке: наименьшее из оптимальных значений угловой скорости вращения обеспечивает максимум проходки, наибольшее – максимум механической скорости бурения, и между ними минимум стоимости проходки одного метра скважины.

Если из выражения проходки $H(\omega) = V(\omega)T(\omega)$, где $I(\omega)$ – любая функция скорости бурения от ω , то из условия $\frac{dH}{d\omega} = \frac{dH}{\omega} \frac{d\omega}{dt} = \frac{dH}{da} \frac{da}{dt} = k$ получим

$$\frac{dV}{d\omega} = \frac{V}{\omega} = \frac{dH}{da} = k \quad (11)$$

Последнее выражение означает, что если из начала координат графика зависимости $I(\omega)$ провести касательную к линии механической скорости, то абсцисса точки касания ω соответствует скорости вращения долота, оптимальной по проходке (а также по проходке на один оборот долота [8]). Это наименьшее из оптимальных значений ω . Из графика (см. рисунок) зависимости $I(\omega)$, полученного экспериментальным путем [8], видно, что интервал изменения скорости $\omega_{opt} H < \omega < \omega_{opt} v$ весьма невелик, значит, зависимость $I(\omega)$ на небольшом участке изменения ω можно с высокой степенью точности аппроксимировать уравнением параболы (первое уравнение системы (1)). Для данных условий определить оптимальные режимы по проходке на долото и скорости бурения довольно просто, если использовать экстремальную систему, которая функционирует следующим образом. При определенном значении угловой скорости производится измерение приращения проходки ΔH , числа оборотов Δn и скорости бурения V за строго определенный промежуток времени Δt .

Производится определение и запоминание величин $\Delta H/\Delta n$, V и ω , затем система изменяет угловую скорость $\omega = \omega + \Delta \omega$ и производит те же операции, что и на первом шаге, полученные результаты сравниваются с результатами предыдущего шага. Если $\Delta H_i/\Delta n_i < \Delta H_{i+1}/\Delta n_{i+1}$, то для следующего шага подшагивание $\Delta \omega > 0$. Когда будет получено соотношение $\Delta H_i/\Delta n_i < \Delta H_{i+1}/\Delta n_{i+1}$, следует отметить и зафиксировать координаты, соответствующие экстремуму H_{max} : $\omega_{opt} H$, $I(\omega_{opt} H)$, $T(\omega_{opt} H)$.



Зависимость механической скорости бурения от угловой скорости вращения долота

Если моторесурс долота еще не определен, то максимум проходки на долото может быть обеспечен следующим образом: изменения и фиксируя значения угловой скорости вращения долота и соответствующие значения механической скорости бурения, по отношению V/ω находится величина ω , обеспечивающая H_{\max} (при этом отношение V/ω максимально).

Дальнейшее функционирование системы связано с определением максимума механической скорости бурения, в этом случае система измеряет только V и ω и сравнивает скорость на соседних шагах поиска. После определения координат, соответствующих максимуму механической скорости бурения легко определить коэффициенты первого уравнения системы (1):

$$a_2 = -V_{\max} / (\omega_{\text{opt} v}^2 - \omega_{\text{opt} H}^2) ;$$

$$a_1 = |a_2| \omega_{\text{opt} v} ;$$

$$a_0 = a_2 \omega_{\text{opt} H}^2 .$$
(12)

Из системы (1) видно, что все (кроме времени отработки долота) показатели процесса бурения зависят от механической скорости: чем выше скорость, тем лучше остальные показатели. Однако механическую скорость бурения нельзя считать независимым параметром процесса бурения она ограничена и является функцией многих параметров (типа долота, свойств пород и технологических параметров: осевого усилия, угловой скорости вращения и интенсивности очистки забоя от выбуренной породы).

Анализ выражения (1) показал, что механическая скорость бурения и проходка на долото имеют экстремумы в том случае, если выполняются соотношения: $a_0 < 0$; $a_1 > 0$ и $a_2 < 0$. Между оптимальными значениями угловой скорости вращения всегда существует соотношение $\omega_{\text{opt} v} > \omega_{\text{opt} q} > \omega_{\text{opt} H}$.

С целью проверки полученных результатов приведем числовой пример. Коэффициенты модели имеют следующие значения:

$$a_0 = -9,107; \quad a_1 = 0,139; \quad a_2 = -0,000796; \quad t_0 = 2\text{ч};$$

$$A = 600; \quad C_p = 600 \text{ руб}; \quad C = 300 \text{ руб/ч}; \quad h_{\text{cav}} = 24 \text{ м}; \quad t_{\text{уд}} = 0,25 \text{ ч}.$$

Расчеты производим по выражениям:

$$V(\omega) = a_0 + 2a_1\omega + a_2\omega^2; \quad (13)$$

$$\omega_{\text{opt} v} = -a_1/a_2; \quad (14)$$

$$\omega_{\text{opt} H} = \sqrt{|a_0/a_2|}; \quad (15)$$

$$\omega_{\text{opt} q} = -A/t_0 + \sqrt{(A/t_0)^2 + 2\omega_{\text{opt} v} A/t_0 + \omega_{\text{opt} H}^2}; \quad (16)$$

$$q_{\min} = q_1 + q_2 = C/V + C/|\omega_{\text{opt} v}|(\omega_{\text{opt} q}^2 - \omega_{\text{opt} H}^2); \quad (17)$$

$$q_1 = C/V_\Phi; \quad (18)$$

$$V_\Phi = h_{\text{cav}}/t_{\text{yc}}; \quad (19)$$

$$q = q_1 + q_2 = C/V + C(T + t_0)/H; \quad (20)$$

$$V_{\max} = a_0 + a_1\omega_{\text{opt} v}; \quad (21)$$

$$H_{\max} = 2A|\omega_2|(\omega_{\text{opt} v} - \omega_{\text{opt} H}); \quad (22)$$

$$T = A/\omega; \quad (23)$$

$$H = TV. \quad (24)$$

(1) Для проверки оптимальных значений находим значения показателей вблизи точек экстремума, данные расчета сводим в таблицу.

	$\omega_{\text{opt}, H}$	$\theta_{\text{opt}, u}$	$\theta_{\text{opt}, v}$
ω	100	106,962	120
T	6,000	5,609	5,000
V	10,733	11,522	12,791
H	64,398	64,630	63,955
q	40,393	38,472	35,961
		33,773	33,744
		33,802	34,151
			34,420
			35,285

Анализ данных расчетов полностью подтверждает теоретические выкладки, приведенные в статье.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кутузов Б. Н., Шмидт Р. Г. Шарошечное бурение скважин на карьерах и пути повышения его эффективности. М.: Недра. 1966. 45 с.
2. Жуковский А. А. Критерий качества систем управления процессом бурения // Изв. вузов. Горный журнал. 1983. № 4. С.109-112.
3. Петров И. П., Ситников Н. Б. Регулирование процессов бурения на максимум проходки на долото // Изв. вузов. Горный журнал. 1967. № 3. С. 125-129.
4. Петров И. П., Ситников Н. Б. Методика сравнительной оценки эффективности бурения в режимах постоянной и переменной осевой нагрузки на забой // Изв. вузов. Горный журнал. 1974. № 12. С.85-89.
5. Марасанов Ю. П. Экономический закон как основа разработки системы автоматического процесса шарошечного бурения // Электрификация и автоматизация процессов на горных предприятиях: Труды СГИ. Свердловск. 59 выпуск, 1970. С.10-115.
6. Эйгелес Р. М. , Стрекалова Р. В. Расчет и оптимизация процессов бурения скважин. М.: Недра. 1977. 200 с.
7. Александров М. А. Экономика бурения скважин долотами уменьшенного диаметра. М.: Недра. 1968. 190 с.
8. Ситников Н. Б., Трапезников В. Т. Определение базовых значений режимных параметров при бурении скважин // Изв. вузов. Горный журнал. 1984. № 8. С.109-111.

УДК 621.541.1:621.835

Д. Т. Анкудинов, А. П. Золкин

ЧАСТНЫЙ СЛУЧАЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Роторно-поршневой пневмомотор типа ДАР является пространственным кулачковым механизмом с двухсторонним торцевым цилиндрическим кулачком [1, 2]. Кулачком является ротор, а толкателем – двухсторонний поршень. Рабочая поверхность ротора получена двухсторонним шлифованием. Оси шлифовальных кругов параллельны между собой, перпендикулярны осям ротора и смешены относительно друг друга на расстояние d . Траектория движения любой точки оси круга в полярных координатах

$$R = \text{const} ;$$

Если же процесс продолжается не ограничен, то максимальный прогрессия из дедота может быть

$$z = \frac{1}{2} (H \cos n\varphi \pm \delta), \quad (1)$$

где R - расстояние от оси ротора до точки; H - размах косинусоиды; Oz - ось вращения ротора.

Верхнему торцу соответствует знак «плюс» перед δ , для нижнего торца надо взять знак «минус».

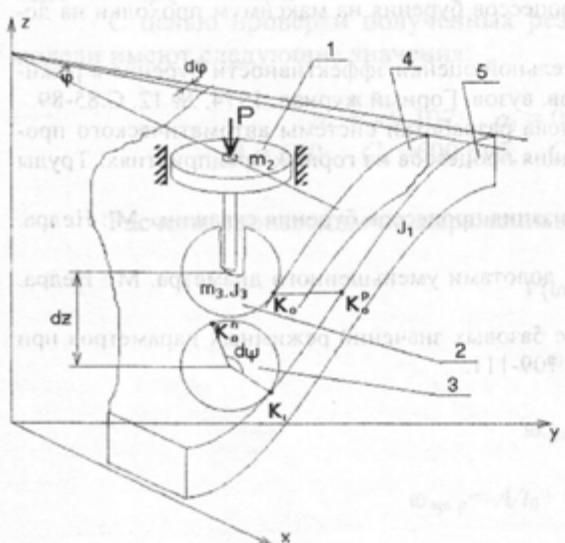
Выберем правую систему координат. Ось Oz совпадает с осью вращения ротора. Плоскость Oxy проведена на равном расстоянии от следующих плоскостей: плоскости впадин верхнего торца и плоскости вершин нижнего торца. Плоскость Oxz проходит через ось Oz ротора и ось рассматриваемого поршня.

Рассмотрим взаимодействие системы ротор - поршень. Предположим, что поршень контактирует с верхним торцом ротора. Этот случай взаимодействия деталей роторно-поршневой группы приведён на рисунке.

Предположим, что радиус внешнего кольца подшипника равен радиусу шлифовального круга. Выведем дифференциальные уравнения движения рассматриваемой системы. Конфигурацию деталей роторно-поршневой группы можно задать следующими обобщенными координатами:

- углом поворота ротора φ , отсчитываемым от плоскости Oxz ;
- углом поворота внешнего кольца ψ ;
- вертикальным смещением поршня z .

Часть этих координат избыточна. В случае, когда радиусы шлифовального круга и внешнего кольца подшипника равны, переменные φ и z связаны вторым уравнением из системы (1). Дифференцируя уравнение по времени, получаем



Взаимодействие поршня с верхним торцом ротора:

1 – начальное положение поршня; 2 – начальное положение подшипника; 3 – конечное положение подшипника; 4 – начальное положение ротора; 5 – конечное положение ротора

$$\frac{dz}{dt} = -\frac{nH}{2} \sin n\varphi \frac{d\varphi}{dt}. \quad (2)$$

При повороте ротора на бесконечно малый угол $d\varphi$ вертикальное смещение поршня составит

$$dz = -\frac{nH}{2} \sin n\varphi \cdot d\varphi, \quad (3)$$

а работа результирующей P сил давления на поршень будет равна

$$Q_\varphi = P \frac{nH}{2} \sin n\varphi \cdot d\varphi. \quad (4)$$

Весом поршня и подшипника пренебрегаем ввиду их малости по сравнению с силой P .

Рассмотрим случай, когда внешнее кольцо подшипника катится по поверхности ротора без скольжения. Этот случай имеет важное практическое значение, так как явление проскальзывания контактирующих деталей приводит к снижению их износостойкости. Будем считать подшипник жёстким круглым диском настолько тонким, что его толщиной можно пренебречь. Плоскость этого диска перпендикулярна оси Ox , а расстояние от него до оси Oz равно R (ось поршня лежит в плоскости диска).

Кривая на огибающей поверхности, образованная точками контакта этой поверхности со всеми поверхностями порождающего семейства, называется характеристикой [3]. Поверхность ротора является огибающей поверхностью для семейства цилиндрических поверхностей шлифовального круга при движении его оси по закону (1). При вращении ротора диск подшипника катится без скольжения соответственно характеристике.

Предположим, что задано уравнение характеристики в параметрической форме

$$x = x(\phi), \quad y = y(\phi), \quad z = z(\phi). \quad (5)$$

При повороте ротора на бесконечно малый угол $d\phi$ точка контакта смеется на расстояние ds вдоль характеристики и перейдет из точки K_0 в точку K_1 (см. рисунок). Длина бесконечно малого элемента дуги характеристики равна

$$ds = \sqrt{\left(\frac{dx}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dz}{d\phi}\right)^2} \cdot d\phi.$$

Диск повернется на бесконечно малый угол $d\psi$, а длина дуги между точками контакта на диске будет равна $ds = rd\psi$.

В результате получаем $d\psi = \frac{1}{r} \sqrt{\left(\frac{dx}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dz}{d\phi}\right)^2} \cdot d\phi$. Дифференцируя это соотношение по времени, получим

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{1}{r} \sqrt{\left(\frac{dx}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dz}{d\phi}\right)^2} \cdot \frac{d\phi}{dt}. \quad (6)$$

Кинетическая энергия системы равна

$$T = \frac{1}{2} [J_1 \left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2 + (m_1 + m_3) \left(\frac{dz}{dt}\right)^2 + J_3 \left(\frac{d\psi}{dt}\right)^2], \quad (7)$$

где J_1, J_3 - моменты инерции ротора и подшипника m_1, m_3 - массы поршня и подшипника.

Заменив производные по времени функций z и ψ выражениями (2) и (7), получим

$$T = \frac{1}{2} [J_1 + (m_1 + m_3) \left(-\frac{nH}{2} \sin n\phi\right)^2 + \frac{J_3}{r^2} \left[\left(\frac{dx}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dz}{d\phi}\right)^2\right] \left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2]. \quad (8)$$

Запишем уравнение Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} - \frac{\partial T}{\partial \phi} = Q_\phi. \quad (9)$$

Подставив уравнение (4) и (8) в (9), после дифференцирования получим

$$J_1 + (m_1 + m_3) \left(-\frac{nH}{2} \sin n\phi\right)^2 + \frac{J_3}{r^2} \left[\left(\frac{dx}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dz}{d\phi}\right)^2\right] \left(\frac{d^2\phi}{dt^2}\right) + \left[(m_1 + m_3) \left(-\frac{nH}{2} \sin n\phi\right)^2 + 2 \frac{J_3}{r^2} \left(\frac{dx}{d\phi} \frac{d^2x}{d\phi^2} + \frac{dy}{d\phi} \frac{d^2y}{d\phi^2} + \frac{dz}{d\phi} \frac{d^2z}{d\phi^2}\right)\right] \left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2 = P \frac{nH}{2} \sin n\phi. \quad (10)$$

Параметрическое представление характеристики [4]

$$x = R \cos \phi \mp \frac{r \sin n\phi}{\sqrt{1 + \left(\frac{2R}{nH} \sec n\phi\right)^2}}, \quad y = R \sin \phi \pm \frac{r \cos n\phi}{\sqrt{1 + \left(\frac{2R}{nH} \sec n\phi\right)^2}}, \\ z = \frac{1}{2} (H \cos n\phi \pm \delta) \mp \frac{2R}{nH} \frac{r \sec n\phi}{\sqrt{1 + \left(\frac{2R}{nH} \sec n\phi\right)^2}}. \quad (11)$$

Производные по параметру ϕ , входящие в дифференциальное уравнение (10), имеют вид:

$$\frac{dx}{d\phi} = -R \sin \phi \mp \frac{r n \cos n\phi}{\sqrt{1 + \left(\frac{2R}{nH} \sec n\phi\right)^2}}, \quad \frac{dy}{d\phi} = R \cos \phi \pm \frac{r n \sin n\phi}{\sqrt{1 + \left(\frac{2R}{nH} \sec n\phi\right)^2}}, \quad \frac{dz}{d\phi} = \frac{1}{2} (H \sin n\phi \pm \delta) \mp \frac{2R}{nH} \frac{r n \sec n\phi}{\sqrt{1 + \left(\frac{2R}{nH} \sec n\phi\right)^2}}, \quad (12)$$

где $L_{\text{пер}}$ - величина радиального смещения потока в текущий момент за бесконечно малый промежуток времени; δ - величина радиального смещения потока за интервал времени от начала гидродинамического взаимодействия частицы в потоке до рассматриваемого момента времени.

зыдоф йонкоинтимацет и нийточнотказах энненаду онкесе оти „мжоконпэй“

$$(2) \frac{dx}{d\varphi} = -R \sin \varphi - \frac{r \cos \varphi}{G} + rnW^2 \frac{\sin \varphi \sec n^2 \varphi \operatorname{tg} n\varphi}{G^3};$$

$$\frac{dy}{d\varphi} = R \cos \varphi - \frac{r \sin \varphi}{G} - rnW^2 \frac{\cos \varphi \sec^2 n\varphi \operatorname{tg} n\varphi}{G^3};$$

Выберем прямые координаты вращения ротора. Площадь круга, проходящего через центральный горизонтальный торец, равна

$$\frac{dz}{d\varphi} = -\frac{nH}{2} \sin n\varphi - rnW \frac{\sec n\varphi \operatorname{tg} n\varphi}{G} + rnW^3 \frac{\sec^2 n\varphi \operatorname{tg} n\varphi}{G^3};$$

$$\frac{d^2x}{d\varphi^2} = -R \cos \varphi + \frac{r \sin \varphi}{G} + 2rnW^2 \frac{\cos \varphi \sec^2 n\varphi \operatorname{tg} n\varphi}{G^3} + 2rn^2W^2 \frac{\sin \varphi \sec^2 n\varphi \operatorname{tg}^2 n\varphi}{G^3} +$$

тактирует с верхним торцом

$$+ rn^2W^2 \frac{\sin \varphi \sec^4 n\varphi}{G^3} - 3rn^2W^4 \frac{\sin \varphi \sec^4 n\varphi \operatorname{tg}^2 n\varphi}{G^5};$$

Предположим, что детали ротора

$$(d) \frac{d^2y}{d\varphi^2} = -R \sin \varphi - \frac{r \cos \varphi}{G} + 2rnW^2 \frac{\sin \varphi \sec^2 n\varphi \operatorname{tg} n\varphi}{G^3} - 2rn^2W^2 \frac{\cos \varphi \sec^2 n\varphi \operatorname{tg}^2 n\varphi}{G^3} -$$

$$- rn^2W^2 \frac{\cos \varphi \sec^4 n\varphi}{G^3} + 3rn^2W^4 \frac{\cos \varphi \sec^4 n\varphi \operatorname{tg} n\varphi}{G^5};$$

Изучение движущихся систем показывает, что вращение края диска

$$\frac{d^2z}{d\varphi^2} = -\frac{n^2H}{2} \cos n\varphi - rn^2W \frac{\sec n\varphi (\operatorname{tg}^2 n\varphi + \sec^2 n\varphi)}{G^3} + 3rn^2W^2 \frac{\sec^3 n\varphi \operatorname{tg}^2 n\varphi}{G^5}.$$

В системе уравнений (12) использованы следующие обозначения:

$$(13) W = \frac{2R}{nH}; \quad G = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2R}{nH} \sec n\varphi\right)^2}}.$$

Дифференциальное уравнение (10) может быть проинтегрировано численными методами. Задавая соответствующие значения начального угла и угловой скорости, можно исследовать характер взаимодействия поршня и ротора при включении, разгоне и на участке установившегося движения мотора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Анкудинов Д. Т., Ефимов М. В. и др. Исследование динамических процессов в роторно-поршневой группе пневматического двигателя // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. Вып. 7. Машиностроение, М., 1979. С. 77-83.
- Артоболевский И. И. Теория механизмов. М.: Наука, 1975.
- Рашевский П. К. Курс дифференциальной геометрии. М.: ГИТТЛ, 1956.
- Анкудинов Д. Т., Золкин А. П. Некоторые особенности дифференциальных уравнений движения роторно-поршневого двигателя. Екатеринбург: Изд. УГЛТА, 2002.

Кризис на сгибающейся поверхности, образованной точками контакта этой поверхности со всеми поверхностями поршня этого семейства, называется характеристикой [3]. Поверхность ротора является сгибающейся поверхностью для семейства планиграфических поверхностей или вального круга при движении его оси по закону (6). При вращении ротора диск машинника катится без скольжения соответственно краю торца диска.

На сгибающейся поверхности, образованной точками контакта этой поверхности со всеми поверхностями поршня этого семейства, называется характеристикой [3]. Поверхность ротора является сгибающейся поверхностью для семейства планиграфических поверхностей или вального круга при движении его оси по закону (6). При вращении ротора диск машинника катится без скольжения соответственно краю торца диска.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ СОЗДАНИЯ ШАХТНЫХ ОСЕ-РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

(5)

Современная система добычи полезных ископаемых подземным способом невозможна без эффективного проветривания горных выработок. Для этой цели на горных предприятиях в настоящее время применяют осевые и центробежные вентиляторы.

Каждый тип вентиляторов имеет свои принципиальные достоинства и недостатки. Так, например, вентиляторные установки с центробежными вентиляторами требуют меньших эксплуатационных расходов за счет более высокого КПД. При этом вентиляторы данного принципа действия развиваются существенно более высокое статическое давление по сравнению с осевыми вентиляторами такого же диаметра рабочего колеса и имеют лучшие акустические характеристики.

Существенным недостатком центробежных вентиляторов является сложность их реверсирования и вызванная этим необходимость использования системы обводных каналов и ляд.

Не имеют этого недостатка вентиляторные установки с осевыми вентиляторами, позволяющие производить реверс струи обратным вращением привода вентилятора. Отсутствие системы обводных каналов и ляд на таких вентиляторных установках позволяет существенно снизить капитальные затраты при их строительстве.

Следует отметить, что конструктивное совершенствование традиционных типов воздуходувных машин, центробежных (радиальных) и осевых, практически исчерпало свои потенциальные возможности, и в настоящее время одним из основных направлений дальнейшего развития вентиляторостроения является ориентация на создание машин смешанного принципа действия, объединяющих конструктивные преимущества обоих типов машин.

Первоначальным этапом решения данной проблемы является разработка методов оптимизации геометрических и кинематических параметров вентиляторов, требующих соответствующих теоретических обоснований.

Одним из вариантов перспективной в горном деле конструкции вентиляторов смешанного принципа действия является осе-радиальный вентилятор (рис. 1).

Конструктивной базой такой машины является осевой вентилятор с современной аэродинамической схемой. Более высокие аэродинамические и энергетические показатели достигаются в предложенной конструкции за счет соответствующей формы корпуса и втулки вентилятора в области рабочего колеса и спрямляющего аппарата, что дает возможность использовать радиальное давление, возникающее вследствие радиального смещения потока в процессе его закручивания в рабочем колесе.

Повышение КПД вентилятора достигается за счет снижения потерь, т. к. в этом случае форма проточной части вентилятора соответствует траектории смещения потока воздуха в рабочем колесе и спрямляющем аппарате.

Таким образом, для оптимизации конструкции геометрической формы втулки и корпуса вентилятора в районе рабочего колеса и спрямляющего аппарата необходимо установить закон движения (смещения) потока воздуха в радиальном направлении, который, в свою очередь, зависит от текущего значения радиальной скорости смещения потока:

$$L_{pi+1} = L_{pi} + \vartheta_{pi} \cdot dt, \quad (1)$$

где L_{pi+1} – величина радиального смещения потока в текущий момент за бесконечно малый отрезок времени, м; L_{pi} – величина радиального смещения потока за интервал времени от начала динамического взаимодействия частицы в потоке до рассматриваемого момента времени, м; ϑ_{pi} – теку-

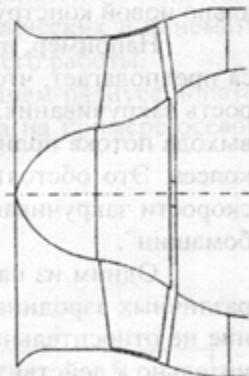


Рис. 1. Схема предложенной конструкции вентилятора осе-радиального типа

щее значение скорости радиального смещения потока, м/с; dt – бесконечно малый промежуток времени, с.

Текущее значение центробежной силы, действующей на поток воздуха в межлопаточном канале, описывается выражением

$$F_u = \frac{\rho \cdot V_{lb} \cdot C u_i^2}{R_{cp}}, \quad (2)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³; V_{lb} – объем воздуха в лопаточном венце рабочего колеса, м³; $C u_i$ – текущее значение скорости закручивания потока, м/с; R_{cp} – средний радиус лопаток рабочего колеса, м.

Значение радиальной скорости смещения потока (ϑ_{pi}) на бесконечно малом отрезке времени зависит от текущего значения центробежной силы, действующей на поток воздуха в межлопаточном канале, и описывается выражением

$$\vartheta_{pi} = \frac{F_u}{\rho \cdot V_{lb}} \cdot dt. \quad (3)$$

Подставив в выражение (3) значение F_u (2), получим выражение для расчета текущего значения радиальной скорости смещения потока в зависимости от скорости закручивания потока на различных участках аэродинамического взаимодействия лопаток РК или СА с потоком

$$\vartheta_{pi} = \frac{C u_i^2}{R_{cp}} \cdot dt, \quad (4)$$

где $C u_i$ – текущее значение скорости закручивания потока, м/с; R_{cp} – средний радиус лопаток рабочего колеса, м; dt – бесконечно малый промежуток времени, с.

Современное состояние теории работы турбомашин не позволяет аналитически разработать методику расчета геометрических и аэродинамических параметров вентилятора принципиально новой конструкции вследствие большого числа принятых допущений.

Например, допущение в теории о бесконечно большом количестве лопаток рабочего колеса предполагает, что поток воздуха при взаимодействии с лопатками мгновенно приобретает скорость закручивания, равную окружной скорости лопаток рабочего колеса, при этом углы входа и выхода потока полностью соответствуют углам установки лопаток на входе и выходе из рабочего колеса. Это обстоятельство полностью исключает возможность установления закона изменения скорости закручивания потока в различные моменты времени на базе "классической теории турбомашин".

Одним из направлений дальнейшего совершенствования методики расчета и оптимизации различных аэродинамических, геометрических и кинематических параметров является рассмотрение не относительных и абсолютных скоростей движения потока, а сил, их вызывающих, применительно к действительному рабочему колесу турбомашины.

Вариант реализации данного подхода является рассмотрение пошагового преобразования аэродинамических параметров при динамическом взаимодействии лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата с потоком. Для этого процесс взаимодействия колеса с потоком разбивается на бесконечно малые интервалы времени (dt) и рассматривается пошаговое преобразование аэродинамических параметров потока при прохождении рабочего колеса и других элементов конструкции. При этом рассматривается частица воздуха элементарного объема, движущаяся в потоке воздуха.

В теорию турбомашин вводится принципиально новый фактор – фактор времени взаимодействия элементарной частицы, движущейся в потоке текущего, с лопатками рабочего колеса и спрямляющим аппаратом.

Начальными условиями в расчете будут соотношения

$$T = 0; \quad T_{ca} = 0,$$

где T и T_{ca} – текущее время взаимодействия элементарной частицы в потоке с лопатками рабочего колеса и спрямляющего аппарата, с.

Условие завершения расчетов скорости закручивания потока при динамическом взаимодействии с лопатками рабочего колеса описывается выражением

$$T + dt \geq \frac{B \cdot \sin(Q_y)}{Ca}, \quad (5)$$

а условие завершения расчетов скорости раскручивания потока при динамическом взаимодействии с лопатками спрямляющего аппарата – выражением

$$T_{ca} + dt_{ca} \geq \frac{B_{ca} \cdot \sin(Q_{y_{ca}})}{Ca}, \quad (6)$$

где B и B_{ca} – ширина лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата, м; Q_y и $Q_{y_{ca}}$ – углы установки лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата, град.; Ca – скорость движения потока воздуха, м/с; dt и dt_{ca} – бесконечно малый интервал времени динамического взаимодействия лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата с потоком воздуха, с.

$$dt = \frac{B \cdot \sin(Q_y)}{Ca \cdot \Delta}; \quad (7)$$

$$dt_{ca} = \frac{B_{ca} \cdot \sin(Q_{y_{ca}})}{Ca \cdot \Delta}, \quad (8)$$

Методика пошагового определения аэродинамических параметров позволяет установить закон изменения скорости закручивания потока при динамическом взаимодействии с лопатками рабочего колеса и спрямляющего аппарата, зависящий не только от геометрических и кинематических параметров принятого за основу осевого вентилятора, но и от режима его работы.

Графический закон изменения скорости закручивания потока на среднем радиусе лопаток при взаимодействии с лопатками рабочего колеса и спрямляющего аппарата на примере осевого вентилятора ВОК-1.5 при $\theta_y = 30^\circ$ и $Q_v = Q_{\text{ном}}$ показан на рис. 2.

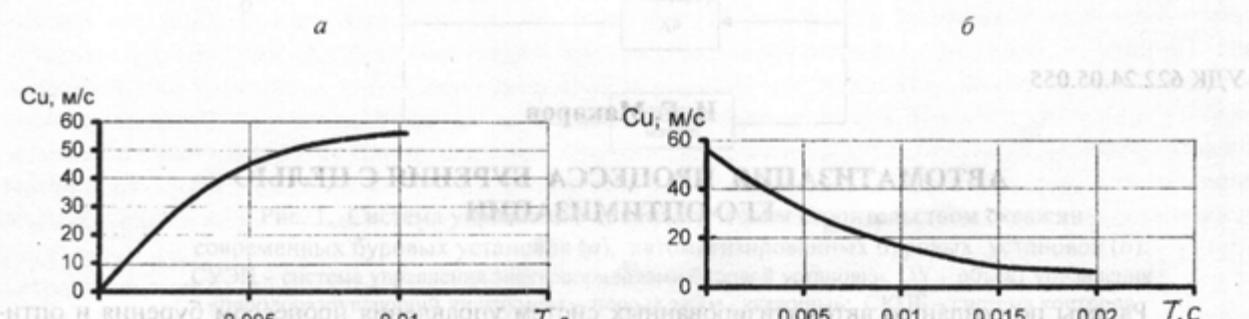


Рис. 2. Зависимости изменения скорости закручивания потока при прохождении:
а - рабочего колеса; б - спрямляющего аппарата

Следует заметить, что закон изменения скорости закручивания потока при прохождении потоком проточной части турбомашин зависит не только от конструкции вентилятора и его кинематических параметров, но и от режима его работы.

Характер изменения скорости закручивания потока при динамическом взаимодействии потока с лопатками РК и СА обуславливает оптимальную нелинейную геометрическую форму втулки и корпуса (см. рис. 1, 3).

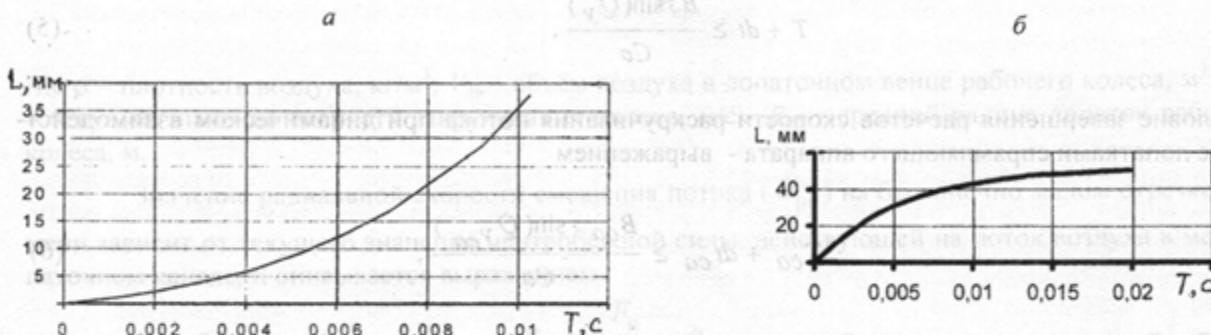


Рис.3. Оптимальная форма корпуса вентилятора в области:
а - рабочего колеса; б - спрямляющего аппарата

Применение методики пошагового расчета выходных параметров турбомашин на основе метода конечных элементов изначально предполагает проведение расчетов с помощью ЭВМ.

Рассмотрение динамических процессов в лопаточном венце рабочего колеса позволяет определить нагрузку на лопатках РК от действия аэродинамических сил, что дает возможность аналитическим путем получать характеристики входной мощности турбовоздуховодных машин.

Таким образом, уточнение основных принципов существующей теории турбовоздуховодных машин, введение дополнительного, принципиально нового фактора времени, рассмотрение пошагового преобразования аэродинамических параметров даст возможность расширить область применения теории турбомашин, что в конечном итоге позволит создать более высокоэффективные вентиляторы нового поколения.

УДК 622.24.05.055

И. Г. Макаров

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА БУРЕНИЯ С ЦЕЛЬЮ ЕГО ОПТИМИЗАЦИИ

Работы по созданию автоматизированных систем управления процессом бурения и оптимизацией технологических параметров ведутся не одно десятилетие. Подобные системы позволят облегчить труд бурильщика, снизить количество аварийных ситуаций, рационально отрабатывать породоразрушающий инструмент. Оптимизация технологических параметров при строительстве скважин позволит уменьшить затраты, связанные с потреблением электроэнергии, с простоями из-за аварий и их устранением.

С увеличением добычи нефти и газа в последнее десятилетие актуальность данной проблемы возросла. Вместе с этим произошло усовершенствование бурового оборудования, например, ОАО «Уралмаш» выпускает кустовые блочно-модульные буровые установки, мобильные на

колесном ходу (презентация состоялась летом 2000 г.).

Установки можно также классифицировать по типу привода основных механизмов:

- БУ3900/225 ЭК-БМ – электрическая кустовая блочно-модульная буровая установка;
- БУ 3200/200 ДГУ – дизель-гидравлическая управляемая;
- БУ 2900/175 ДЭР – дизель-электрическая регулируемая.

Привод основных механизмов на буровых установках типа ЭК-БМ и ДЭР является электрическим, на ЭК-БМ питание осуществляется от линии электропередач, на ДЭР – используются дизель-электрические агрегаты, которые при помощи генераторов вырабатывают электроэнергию для питания буровой установки.

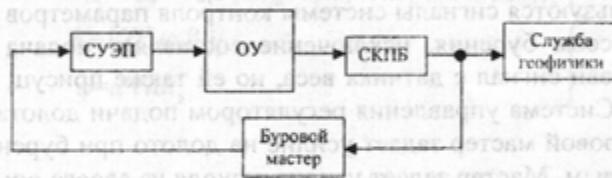
На буровых установках типа ДГУ привод является дизельным: ряд дизельных агрегатов работает на общий вал, распределение крутящего момента между основными приводами (приводами основных механизмов) осуществляется с помощью трансмиссии. На буровой данного типа плавное и оперативное регулирование технологических параметров процесса бурения невозможно, поэтому при автоматизации буровых работ и их оптимизации будем иметь в виду только буровые установки с электрическим приводом основных механизмов.

Вышеперечисленные буровые установки ОАО «Уралмаш» комплектуются:

1. Тиристорными преобразователями для управления электроприводами постоянного тока основных механизмов по системе ТП-Д.

2. Системами контроля технологических параметров процесса бурения (СКПБ).

Система управления технологическим строительством скважин современных буровых установок имеет вид (рис. 1, а).



б

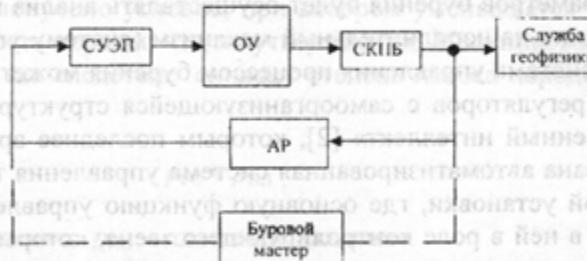


Рис. 1. Система управления технологическим строительством скважин

современных буровых установок (а), автоматизированных буровых установок (б):

СУЭП – система управления электроприводами буровой установки; ОУ – объект управления;

«породоразрушающий инструмент – порода забоя скважины»; СКПБ – система контроля

параметров бурения; АР – самообучающиеся или поисковые адаптивные регуляторы

с самоорганизующейся структурой

В процессе бурения постоянно контролируются следующие параметры:

- вес на крюке с регистрацией на диаграмме;

- плотность бурового раствора (БР) с регистрацией в журнале;
- расход БР на входе и выходе из скважины;
- давление на выходе буровых насосов с регистрацией на диаграмме или в журнале;
- уровень раствора в приемных емкостях при бурении;
- крутящий момент на роторе.

Показатели веса на крюке, давления в манифольде буровых насосов, величина крутящего момента на роторе находятся в поле зрения бурильщика.

Система обеспечивает выполнение следующих функций:

- автоматический сбор, оперативную обработку и представление на средствах отображения текущей информации бурильщику и буровому мастеру;
- контроль выхода значений контролируемых параметров за установленные буровым мастером пределы, с звуковой сигнализацией этих событий бурильщику и световой - буровому мастеру;
- выдачу управляющих сигналов при превышении значений параметров давления, нагрузки на крюке и положения талевого блока установленных буровым мастером пределов;
- регистрацию на диагностической бумаге требуемых параметров.

Эти системы предоставляют бурильщику только текущую информацию по контролируемым параметрам процесса бурения, без ее анализа и выдачи оптимальных параметров по строительству скважины. Геофизические службы тоже получают информацию от системы контроля для ее анализа, но их методы инерционны, так как полученные результаты находят свое применение только при составлении геолого-технологических нарядов на следующие скважины этого месторождения. Таким образом, бурильщик, управляя процессом бурения, чаще всего полагается только на свой опыт.

К недостаткам систем управления электроприводами основных механизмов можно отнести то, что в них не используются сигналы системы контроля параметров бурения для автоматического управления процессом бурения, исключение составляет подача долота. В данной системе управления задействован сигнал с датчика веса, но ей также присущ недостаток, который заключается в следующем. Система управления регулятором подачи долота отстраивается как стабилизирующая, то есть буровой мастер задает усилие на долото при бурении, а система поддерживает это значение неизменным. Мастер задает усилие, исходя из своего опыта, то есть система не выявляет оптимальное значение нагрузки.

Решение данной проблемы может заключаться в следующем. Заменить звено «буровой мастер» (см. рис.1, а) автоматизированной системой, которая на базе получаемой информации от системы контроля параметров бурения будет осуществлять анализ и выдавать результат после ее обработки в виде задания на исполнительный механизм (систему управления электроприводами). Автоматизированная система управления процессом бурения может быть построена на основе поисковых адаптивных регуляторов с самоорганизующейся структурой [1] или самообучающиеся регуляторы «искусственный интеллект» [2], которым последнее время уделяют большое внимание. На рис.1, б показана автоматизированная система управления технологическим строительством скважины буровой установки, где основную функцию управления выполняет автоматика, а человек присутствует в ней в роли контролирующего звена, который следит за ходом технологического строительства скважины и в случае возникновения внештатной ситуации может перевести управление в ручной режим. Адаптивные и самообучающиеся регуляторы выполняют анализ получаемой информации и принимают решение при помощи математической модели, описывающей объект управления.

Работы по созданию математической модели предпринимались регулярно на всем протяжении существования проблемы оптимизации технологических параметров. В работах [3, 4] представлены рекомендации для рациональной отработки долот и определения режимов подачи насосов с целью получения максимальной механической скорости проходки V_m в каждый текущий момент, которые должны быть учтены в модели. В [5] описана модель, в которой автоматизируется сбор и первичная обработка измерительной информации, регулирование отдельных параметров, анализ получаемой информации, диагностирование состояния буровой установки, принятие оптимальных решений по управлению процессом строительства скважин.

Однако проблема управления строительством скважин осталась актуальной. Например, ОАО «Уралмаш» выпускает кустовые блоки, предназначенные для строительства скважин с диаметром 120-150 мм. Каждый блок включает в себя отдельные из

Целью данной работы является определение оптимальных технологических параметров с помощью математической модели объекта управления «долото - порода забоя скважины» (рис.2) и их поддержание на этом уровне в каждый текущий момент времени при строительстве скважин, используя вышеописанные регуляторы.

Рис. 2. Объект управления «долото – забой»:

I – управляющие воздействия: Q – подача бурового раствора на вход скважины; P – давление бурового раствора; ω – скорость вращения ПРИ на забое;

G – нагрузка на долото;

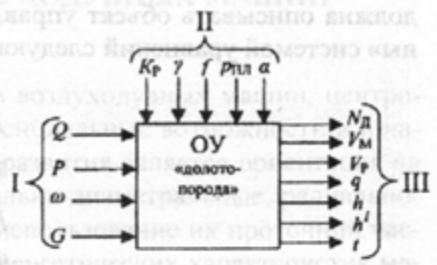
II – возмущающие воздействия: K_p – крепость породы; γ – плотность бурового раствора; f – абразивность горной породы; $p_{пл}$ – пластовое давление;

α – коэффициент характеризующий размеры частиц забойного шлама;

III – регулируемые величины: N_d – гидравлическая мощность в отверстиях долота; V_m – механическая скорость проходки; V_p – рейсовая скорость;

q – стоимость одного метра скважины; h – текущее значение проходки;

h' – проходка на один оборот породоразрушающего инструмента; t – чистое время бурения



Используя труды ранних исследователей, можно составить систему уравнений, которая описывает объект управления «долото – порода». Так, к примеру, Ситников Н. Б. [6] в своей работе представил модель общего вида для геологоразведочных скважин

$$\left. \begin{aligned} h &= V_0 \Psi = V_0 (P, \omega, Q, \alpha_i) \Psi (P, \omega, Q, K, \alpha_i, \beta_i, t, \gamma) \\ V_m &= V_0 \Phi = V_0 (P, \omega, Q, \alpha_i) \Phi (P, \omega, Q, K, \alpha_i, \beta_i, t_i), \\ K &= K (P, \omega, \beta_i), \\ \Phi &= d\Psi / dt, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где h – текущее значение проходки; V_m – механическая скорость бурения; V_0 – механическая скорость бурения не затупленным ПРИ; Ψ – функция износа; t – время бурения; α_i, β_i – коэффициенты, характеризующие пару породоразрушающий инструмент – порода забоя скважины; Φ – интенсивность функции износа; K – коэффициент износа.

В [7] опытным путем получено условие, при котором уменьшается угнетающее действие бурового раствора на поверхность породы, что, по утверждению Мельникова Д. Н., облегчает отделение обломков от массива и, как следствие снижает степень износа породоразрушающего инструмента

$$p_{rc} = p_{pl}. \quad (2)$$

где p_{rc} – гидростатическое давление; p_{pl} – пластовое давление.

В дополнение к этому можно добавить, что один расход жидкости не обеспечивает очистку забоя [8]. Требуется оптимальное сочетание количества жидкости Q со скоростью ее истечения из отверстий долота, квадрат которой в свою очередь прямо пропорционален перепаду давления в отверстиях долота ΔP_d , и поэтому Погарский А. А. принимает условия

$$N_d = 0,133 \gamma Q \Delta P_d; \quad (3)$$

$$\Delta P_d = \xi Q^2. \quad (4)$$

Подставляя уравнение (4) в (3), получим:

В связи с этим рассмотрим движение в рабочем колесе осево-радиальной воздушной машины, так как именно в нем

$$N_d = 0,133 \gamma \xi Q^3. \quad (5)$$

где N_d – гидравлическая мощность, срабатываемая на долоте; γ – удельный вес промывочной жидкости; Δp_d – перепад пластового и гидростатического давлений на забое; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления сопла потоку.

С учетом вышерассмотренных условий и зависимостей (1), (2), (5) математическая модель должна описывать объект управления «породоразрушающий инструмент – порода забоя скважины» системой уравнений следующего вида:

$$\left. \begin{aligned} h &= V_0 \Psi = V_0(P, \omega, Q, \alpha_i) \Psi(P, \omega, Q, K, \alpha_i, \Delta p_d, \beta_i, t_i); \\ V_M &= V_0 \Phi = V_0(P, \omega, Q, \alpha_i) \Phi(P, \omega, Q, K, \alpha_i, \Delta p_d, \beta_i, t_i); \\ K &= K(P, \omega, \Delta p_d, \beta_i); \\ \Phi &= d\Psi/dt; \\ N_d &= 0,133 \gamma \xi Q^3; \\ P_{rc} &= p_{pl} V_p = h_p(t + t_{bo})^{-1}; \\ q &= CV_p^{-1} + C_p h^{-1}; \\ h^1 &= 2\pi V_0 \Phi \omega^{-1}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где V_p – рейсовая скорость; h_p – проходка за рейс; t_{bo} – время вспомогательных операций; q – стоимость одного метра скважины; C – стоимость одного часа работы буровой установки; C_p – стоимость породоразрушающего инструмента; h^1 – проходка на один оборот породоразрушающего инструмента.

Из системы уравнений (6) и рис.2 видно, что оптимизации могут подвергаться следующие основные технологические параметры: механическая скорость бурения V_M , рейсовая скорость V_p , стоимость одного метра скважины q , проходка на один оборот породо-разрушающего инструмента h^1 . Доказано, что данные технологические параметры не имеют общей точки экстремума [5, 6, 8], поэтому, принимая во внимание те требования, которые ставятся перед буровыми бригадами при строительстве скважин, можно утверждать, что оптимизацию следует проводить для поддержания минимальной стоимости одного метра скважины, так как время и стоимость строительства скважины являются одними из основных показателей. При применении автоматизированной системы управления технологическим строительством скважины (рис.1, б) суммарное время строительства уменьшится по сравнению с современной системой, показанной на рис.1, а, за счет рациональной отработки долот и своевременной их замены, что позволит избежать аварийных ситуаций, связанных с износом и поломкой на забое породоразрушающего инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зимин Е. Н. и др. Автоматическое управление электроприводами. М.: Высшая школа, 1979.
2. Захаров В. Н. Современная информационная технология в системах управления. Изв. АН РФ. Теория и системы управления. 2000. № 1. С. 70-78.
3. Аирияниц А. С. Вопросы технологии обработки шарошечных долот и выноса шлама с забоя при турбинном бурении. Автореферат дисс. ... канд. Техн. наук. Тюмень, 1970.
4. Выбор оптимальной технологии промывки скважин / Под общ. ред. В. И. Рябченко. Труды ВНИИ по креплению скважин и буровым растворам. Краснодар: ВНИИ Крнефть, 1981.
5. Лукьянов Э. Е. и др. Геолого-технологические исследования в процессе бурения. М.: Нефть и газ, 1997.
6. Ситников Н. Б. Моделирование и оптимизация процесса бурения геологоразведочных скважин: Автореферат дисс. ... д-ра техн. наук. Екатеринбург, 2000.
7. Мельник Д. Н. Влияние гидростатического давления бурового раствора на прочностные свойства пород. М.: Высшая школа, 1980.
8. Погарский А. А. и др. Оптимизация процессов глубокого бурения. М.: Недра, 1981.

(Г.Э.О) Учебное заведение: Университеты и институты здравоохранения О.
Логотип УЗОМ: Ученый совет здравоохранения О.
Логотип УЗОМ: Ученый совет здравоохранения О.
Логотип УЗОМ: Ученый совет здравоохранения О.

С. А. Тимухин, В. А. Иванов, С. С. Шантарин

ОСНОВЫ ДИНАМИКИ ОСЕ-РАДИАЛЬНЫХ ВОЗДУХОДУВНЫХ МАШИН

(Приложение, получение, передача энергии от рабочих колес)

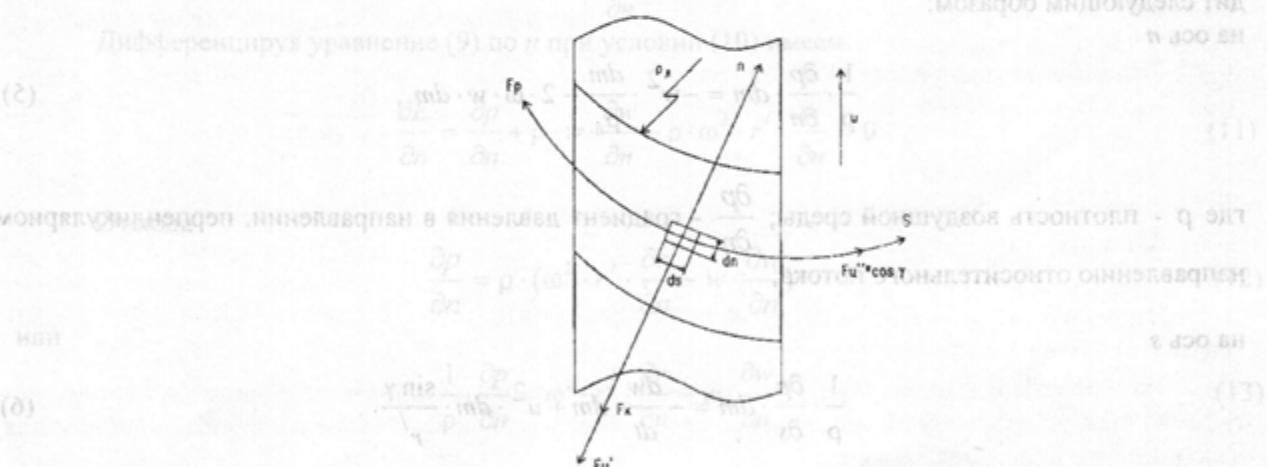
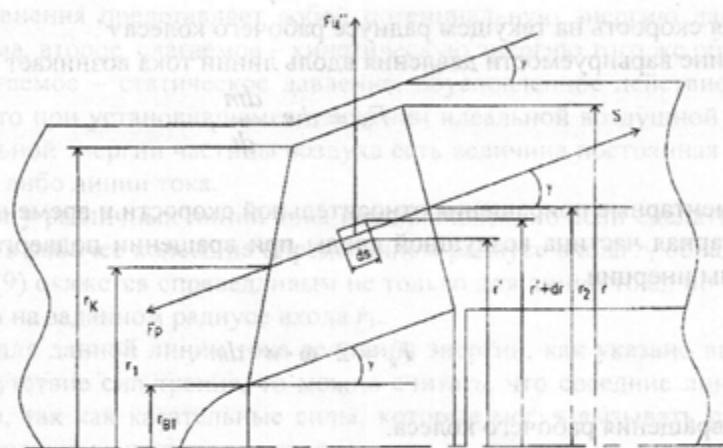
Конструктивное совершенствование традиционных типов воздуходувных машин, центробежных (радиальных) и осевых, практически исчерпало свои потенциальные возможности и в настоящее время одним из основных направлений их дальнейшего развития является ориентация на машины смешанного принципа действия (осе-радиальные, радиально-диаметральные, радиально-осевые и др.). В таких машинах достигается более эффективное использование их проточной части и за счет этого достигается повышение аэродинамических и энергетических характеристик машин без увеличения их массогабаритных показателей и частот вращения рабочих колес.

Расчет любой части уравнения (1) производится с учетом действующих на единицу объема воздуха сил (давления), а третье слагаемое (силу инерции) определяется движением среды. Сумма кинетической и потенциальной энергий потока определяется конечной точкой траектории потока и той же струйкой, что линии тока.

Величина энергии определяется концентрическими сечениями потока. Если говорить о потенциальной энергии, то уравнение (9) для радиуса-входа в рабочее колесо имеет вид:

(4) $\frac{dp}{dr} = -\rho u^2 \cos \theta$

В уравнении (9) для радиуса-выхода из рабочего колеса, как указано выше, постоянная C_1 отсутствует. При этом дополнительные силы не учитывались.



Приравняв левые части уравнений (7) и (8), получим

Рис. 1. К расчету сил, действующих на элементарную частицу воздушной среды

Однако конструктивная оптимизация машин смешанного принципа действия сдерживается из-за того, что в настоящее время отсутствует достаточно проработанная теория таких машин и, в частности, вопросы их динамики.

В связи с этим рассмотрим динамику процесса в рабочем колесе осе-радиальной воздуходувной машины, так как именно в нем происходит передача энергии воздушному потоку.

Определяем все активные силы и силы инерции, действующие на элементарную частицу воздушной среды, имеющую бесконечно малые размеры, и как следствие массу (рис. 1).

Движение частицы воздушной среды вдоль межлопаточного канала рабочего колеса, вследствие его кривизны, инициирует появление центробежной силы

$$F_u^{\perp} = w^2 \cdot \frac{dm}{\rho_l}, \quad (1)$$

где w - относительная скорость движения элементарной частицы воздушной среды в межлопаточном канале; dm - масса элементарной частицы воздушной среды; ρ_l - радиус кривизны лопатки.

Одновременно вращение колеса приводит к появлению центробежной силы инерции, действующей в направлении радиуса

$$F_u^{\parallel} = u^2 \cdot \frac{dm}{r'}, \quad (2)$$

где u - окружная скорость на текущем радиусе рабочего колеса r' .

По причине варьируемости давления вдоль линии тока возникает сила давления

$$F_p = dw \cdot \frac{dm}{dt}, \quad (3)$$

где dw, dt - элементарные приращения относительной скорости и времени.

Элементарная частица воздушной среды при вращении подвергается также действию кориолисовой силы инерции

$$F_k = 2 \cdot \omega \cdot w \cdot dm, \quad (4)$$

где ω - частота вращения рабочего колеса.

Уравнение движения выделенного элемента в проекциях на координатные оси n и s выглядит следующим образом:

на ось n

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial n} \cdot dm = -w^2 \cdot \frac{dm}{\rho_l} - 2 \cdot \omega \cdot w \cdot dm, \quad (5)$$

где ρ - плотность воздушной среды; $\frac{\partial p}{\partial n}$ - градиент давления в направлении, перпендикулярном направлению относительного потока;

на ось s

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial s} \cdot dm = -\frac{dw}{dt} \cdot dm + u^2 \cdot dm \cdot \frac{\sin \gamma}{r'}, \quad (6)$$

где $\frac{\partial p}{\partial s}$ - градиент давления в направлении относительного потока; γ - текущее значение угла конусности.

После сокращения на dm получим следующие уравнения (в проекциях соответственно на оси n и s)

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial n} = -\frac{w^2}{\rho_l} - 2 \cdot \omega \cdot w; \quad (7)$$

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial s} = - \frac{dw}{dt} + u^2 \cdot \frac{\sin \gamma}{r} . \quad (8)$$

Пусть $\frac{ds}{dt} = w$, $ds \cdot \sin \gamma = dr$. Умножив обе части уравнения (8) на $\rho \cdot ds$ и произведя интегрирование, получим уравнение энергии относительного движения

$$(p_2 - p_1) + \frac{\rho}{2} \cdot (w_2^2 - w_1^2) - \frac{\rho}{2} \cdot (u_2^2 - u_1^2) = E , \quad (9)$$

где Q - подача осевого потока в единицу времени, r_1 - радиус рабочего колеса на стороне входа в линию тока; w_1^2 и w_2^2 - относительные скорости соответственно на входе и на выходе из рабочего колеса для данной линии тока; u_1^2 и u_2^2 - окружные скорости соответственно на входе и на выходе из рабочего колеса для данной линии тока.

Уравнение (9) аналогично уравнению Бернулли для струйки идеальной несжимаемой жидкости (газа) без учета потенциальной энергии (т. е. весовым давлением пренебрегаем). Первое слагаемое левой части уравнения представляет собой потенциальную энергию давления, приходящуюся на единицу объема, второе слагаемое – кинетическую энергию того же объема (скоростное давление), а третье слагаемое – статическое давление, обусловленное действием центробежной силы. Можно сказать, что при установившемся движении идеальной воздушной среды сумма кинетической и потенциальной энергии частицы воздуха есть величина постоянная во всех сечениях одной и той же струйки, либо линии тока.

Величина энергии у различных линий тока неодинаковая, но если сделать допущение, что все линии тока на входе в рабочее колесо на определенном радиусе входа r_1 обладают одинаковой энергией, то уравнение (9) окажется справедливым не только для линии тока, но и для всего плоского конического потока на заданном радиусе входа r_1 .

В уравнении (9) для данной линии тока величина энергии, как указано выше, постоянная. Если предположить отсутствие сил трения, то можно считать, что соседние линии тока не дают никакой другой энергии, так как касательные силы, которые могут вызывать различие энергии, отсутствуют. При этом должно выполняться условие

$$\text{поток от } - \text{ поток от } \frac{\partial E}{\partial n} = 0 . \quad (10)$$

Дифференцируя уравнение (9) по n при условии (10) имеем

$$(11) \quad \frac{(p - \rho)}{(0 \text{ пас} \cdot \delta)} \frac{\partial E}{\partial n} = \frac{\partial p}{\partial n} + \rho \cdot w \cdot \frac{\partial w}{\partial n} - \rho \cdot \omega^2 \cdot r' \cdot \frac{\partial r}{\partial n} = 0 .$$

Отсюда

$$(12) \quad \frac{\partial p}{\partial n} = \rho \cdot (\omega^2 \cdot r' \cdot \frac{\partial r}{\partial n} - w \cdot \frac{\partial w}{\partial n})$$

или

$$(13) \quad \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial n} = \omega^2 \cdot r' \cdot \frac{\partial r}{\partial n} - w \cdot \frac{\partial w}{\partial n}$$

Приравняв левые части уравнений (7) и (13), получим

$$(14) \quad \omega^2 \cdot r' \cdot \frac{\partial r}{\partial n} - w \cdot \frac{\partial w}{\partial n} = - \frac{w^2}{\rho_l} - 2 \cdot \omega \cdot w ,$$

$$(15) \quad \frac{\partial w}{\partial n} = 2 \cdot \omega + \frac{w}{\rho_l} + \omega^2 \cdot r' \cdot \frac{\partial r}{\partial n} +$$

Выражение (16) представляет собой дифференциальное уравнение относительного вихря. Это уравнение позволяет подробно рассмотреть вращающийся относительный поток в рабочем колесе осе-радиальной воздуходувной машины.

Обозначим величину потерь давления в рабочем колесе через ΔP , тогда, используя выражение (9), можно записать:

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \cdot (w_1^2 - w_2^2) + \frac{\rho}{2} \cdot (u_2^2 - u_1^2) - (p_2 - p_1). \quad (16)$$

(0) w - относительная скорость в направлении радиуса колеса и межлопаточном канале; p - масса элементарной частицы в потоке среды; ρ - радиус кривизны линии тока.

Величина полного давления, развиваемого колесом, равна сумме приращений статического и динамического давлений:

$$P = (p_2 - p_1) + \frac{\rho}{2} \cdot (c_2^2 - c_1^2), \quad (17)$$

где c_1 и c_2 - абсолютные скорости потока соответственно на входе и на выходе из рабочего колеса для данной линии тока.

Исключая из двух последних выражений разность статических давлений, получим основное уравнение теоретического давления осе-радиальных воздуходувных машин по полному давлению

$$P_t = P + \Delta P = \frac{\rho}{2} \cdot [(c_2^2 - c_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (u_2^2 - u_1^2)], \quad (18)$$

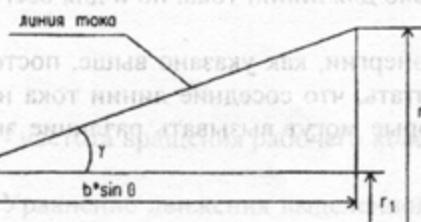


Рис. 2. Линия тока в осе-радиальном колесе

Если задаться некоторым радиусом входа потока на рабочее колесо r_1 , то радиус выхода потока r_2 может быть найден из следующего геометрического соотношения (рис.2).

Определяем угол наклона линии тока к продольной оси рабочего колеса (для втулки - это угол конусности, для корпуса - это угол раскрытия участка корпуса, ограничивающего рабочее колесо)

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{(r_2 - r_1)}{(b \cdot \sin \theta)}, \quad (19)$$

где b - хорда профиля лопатки рабочего колеса на радиусе r_1 ; θ - угол поворота лопатки.

Отсюда

$$r_2 = r_1 + \operatorname{tg} \gamma \cdot b \cdot \sin \theta. \quad (20)$$

На основании вышеизложенного теоретические характеристики по полному и статическому давлениям воздуходувной машины осе-радиального типа можно записать в более удобном для практического использования виде:

$$P_t = \rho \cdot \left[\frac{\omega^2 r_1^2 - \omega \cdot r_1 \cdot Q - \operatorname{tg} \gamma \cdot b \cdot \omega \cdot \sin \theta \cdot Q}{\pi \cdot (r^2 - (r_{bt} + \operatorname{tg} \gamma \cdot b \cdot \sin \theta)^2) \cdot \operatorname{tg} \beta_s} + 2 \cdot \omega \cdot r_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot b \cdot \omega \cdot \sin \theta + \right. \\ \left. + \operatorname{tg} \gamma^2 \cdot b^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin^2 \theta \right], \quad (21)$$

$$P_s = \frac{\rho}{2} \cdot \left[\frac{Q^2}{(\pi \cdot (r_k^2 - r_{bt}^2))^2} - \frac{Q^2}{(\pi \cdot (r^2 - (r_{bt} + \operatorname{tg} \gamma \cdot b \cdot \sin \theta)^2))^2} + \omega^2 \cdot r_i \cdot (r_i + 2 \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot b \cdot \sin \theta) + \right.$$

$$\left. + \operatorname{tg}^2 \gamma \cdot b^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin^2 \theta - \frac{Q^2}{[(\pi \cdot (r^2 - (r_{bt} + \operatorname{tg} \gamma \cdot b \cdot \sin \theta)^2))^2]^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \beta_2} \right], \quad (22)$$

где Q - подача осе-радиальной воздуходувной машины; r - радиус рабочего колеса на стороне нагнетания; r_k - радиус рабочего колеса на стороне всасывания; r_{bt} - радиус втулки рабочего колеса на стороне всасывания; β_2 - угол выхода лопатки рабочего колеса.

Рис. 3. Табл. 9 наль.

УДК 622.24(039)

Сравнительная оценка эффективности упрочнения элементов опоры шарошечных долот / Симакин Д. И. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 15-18. Рус.

Дана сравнительная оценка износостойкости образцов позиционеровых опор шарошечных долот, изготовленных из стали 22ХН3МА без наплавки и с наплавкой сплавом марки Пр-3В14К-В. По полученным результатам построены кривые абсолютного износа и интенсивности изнашивания. Сделены выводы по степени эффективности упрочнения элементов опоры шарошечных долот.

Рис. 4. Табл. 2. Билд. 1 наль.

УДК 622.44

Анализ основных неисправностей шахтных вентиляторов сложного вибрационного с истечением нормативным сроком эксплуатации / Сиошина А. В. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 19-22. Рус.

Определено процентное соотношение основных неисправностей, возникающих при эксплуатации ШВГП с истечением нормативных сроком службы. Выявлены основные элементы ВПП, определяющие его работоспособность. Сделан вывод о необходимости проведения контроля уровня вибрации подшипниковых опор вентилятора как основного мероприятия, позволяющего максимально исключить возможность возникновения серьезных аварий.

Рис. 4. Табл. 2. Билд. 4 наль.

УДК 622.24(039)

Синтез распределения показателей надежности верхнего строения пути карьерного железнодорожного транспорта / Балык С. А. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 22-23. Рус.

Предложена схема синтеза распределения показателей надежности верхнего строения пути карьерного железнодорожного транспорта. Сделан вывод о возможности использования схемы при моделировании работы карьерного железнодорожного транспорта.

Рис. 1.

и в смеси виа воздух отрывается от диска - в зависимости от давления и скорости потока. Наибольшее значение давления в смеси достигается в зоне отрыва потока вдоль диска и в зоне максимального давления.

$$P = (P_1 + P_2) \cdot \left(1 + \frac{\rho}{2} \cdot (c_2^2 - c_1^2) \right)$$

где c_1 и c_2 - абсолютные скорости потока соответственно на входе и на выходе из рабочего колеса линии тока.

Избавившись из двух последних выражений разности статических давлений, получим основное уравнение теоретического давления осево-радиальных воздуходувных машин по полному циклу:

$$P_t = P + \Delta P = \frac{\rho}{2} \cdot [(c_2^2 - c_1^2) + (u_1^2 - u_2^2) + (v_2^2 - v_1^2)]$$



Рис. 2. Линия тока в осево-радиальном колесе.

Если заняться некоторым радиусом r_1 , на котором поток на рабочее колесо r_1 , то радиус хода потока r_2 может быть найден из следующего геометрического соотношения (рис. 2).

Определим угол наклона линии тока к продольной оси рабочего колеса (для этого это угол конусности, для корпуса - это раскрытия участка корпуса, ограничивающего рабочее колесо):

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{(r_2 - r_1)}{(b \cdot \sin \theta)}$$

где b - хорда профиля лопатки рабочего колеса на радиусе r_1 ; θ - угол поворота лопатки.

Отсюда

$$r_2 = r_1 + \operatorname{tg} \beta \cdot b \cdot \sin \theta.$$

На основании вышеизложенного теоретические характеристики по полному и статическому давлению воздуходувной машины осево-радиального типа можно записать в более удобном практическом исполнении виде:

$$P_t = P + \left\{ \frac{\omega^2 r_1^2 - \omega \cdot r_1 \cdot Q - \operatorname{tg} \beta \cdot b \cdot \omega \cdot \sin \theta \cdot Q}{\pi \cdot (r^2 + (r_{\text{ст}} + \operatorname{tg} \beta \cdot b \cdot \sin \theta)^2) \cdot \operatorname{tg} \beta} + \frac{2 \cdot \omega \cdot r_1 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot b \cdot \omega \cdot \sin \theta + \operatorname{tg} \beta^2 \cdot b^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin^2 \theta}{\pi \cdot (r^2 + (r_{\text{ст}} + \operatorname{tg} \beta \cdot b \cdot \sin \theta)^2) \cdot \operatorname{tg} \beta} \right\}$$

РЕФЕРАТЫ

УДК 622.24(039)

Методология моделирования напряженно-деформированного состояния элементов опоры шарошечного долота / Симисинов Д. И., Боярских Г. А., Хазин М. Л. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 7-14. Рус. яз.

Методом математического моделирования решена задача оценки напряженно-деформированного состояния элементов опоры шарошечных долот горных машин.

Рис. 3. Билл. 9 назв.

Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16.

С. 44-46. Рус.

УДК 622.24(039)

Сравнительная оценка эффективности упрочнения элементов опоры шарошечных долот / Симисинов Д. И. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 15-18. Рус.

Дана сравнительная оценка износостойкости образцов подшипниковых опор шарошечных долот, изготовленных из стали 22ХН3МА без наплавки и с наплавкой сталлитом марки Пр-ЗВ14К-В. По полученным результатам построены кривые абсолютного износа и интенсивности изнашивания. Сделаны выводы по степени эффективности упрочнения элементов опоры шарошечных долот.

Рис. 4. Табл. 2. Билл. 1 назв.

Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16.

С. 47-53. Рус.

УДК 622.44

Анализ основных неисправностей шахтных вентиляторов главного проветривания с истекшим нормативным сроком эксплуатации / Сигошин А. В. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 18-22. Рус.

Определено процентное соотношение основных неисправностей, возникающих при эксплуатации ШВГП с истекшим нормативным сроком службы. Выявлены основные элементы ВГП, определяющие его работоспособность. Сделан вывод о необходимости проведения контроля уровня вибрации подшипниковых опор вентилятора как основного мероприятия, позволяющего максимально исключить возможность возникновения серьезных аварий.

Рис. 1. Табл. 2. Билл. 4 назв.

Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16.

С. 55-60. Рус.

УДК 622.24(039)

Синтез распределения показателей надежности верхнего строения пути карьерного железнодорожного транспорта / Банных С. А. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 22-23. Рус.

Предложена схема синтеза распределения показателей надежности верхнего строения пути карьерного железнодорожного транспорта. Сделан вывод о возможности использования схемы при моделировании работы карьерного железнодорожного транспорта.

Рис. 1.

Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16.

С. 41-43. Рус.

УДК 621.643

Об индивидуализированных моделях деградации в элементах горно-шахтного оборудования /
Дергунов Н. П., Габигер В. В., Зорин В. С. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 24-27. Рус.

Рассмотрены предлагаемые в настоящее время модели определения деградационных и ресурсных показателей горно-шахтного оборудования (ГШО). В качестве основного метода решения данных задач предложен метод машинного эксперимента, базирующийся на использовании имитационных моделей.

Рис. 3. Библ. 10 назв.

УДК 621.643

Развитие метода определения остаточного ресурса нефтепроводов / Колмогоров В. Л., Дергунов Н. П. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 27-33. Рус.

В результате экспериментального и вычислительного опыта разработан метод определения остаточного ресурса нефтепровода. Результаты статистического имитационного моделирования участка нефтепровода комплексируются с периодическими оценками образцов трубопровода.

Рис. 2. Библ. 9 назв.

УДК 622.271.4:621.879:621.311

Надежность электрооборудования экскаваторов ЭКГ-8И / Голубев В. А. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 33-35. Рус.

Приведены результаты статистической обработки многолетних информационных массивов отказов электрооборудования широко распространенных в горной промышленности карьерных экскаваторов ЭКГ-8И, выявлены наиболее ненадежные электрические машины и аппараты, характерные виды и причины их отказов, даны рекомендации по повышению их надежности.

УДК 621.643

Новые аспекты теории надежности горных машин / Дергунов Н. П. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 35-39. Рус.

Дана оценка существующих математических моделей теории надежности горных машин. Предложена развивающаяся имитационная модель функционирования горных машин, содержащая многомерные онтологические и феноменологические модели зависимости текущей скорости износа элементов машин от всех значимых нагрузок.

Рис. 3. Библ. 7 назв.

УДК 656.342.071.8

Пути энергосбережения на водоотливных установках шахт ОАО «Севуралбокситруда» / Косарев Н. П., Молодцов В. В., Тимухин С. А., Белов С. В., Упоров С. А., Шлейвин В. В. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 41-43. Рус.

Очистная выемка на шахтах ОАО «Севуралбокситруда» ведется в настоящее время на глубине 800-1000 м, а горнодобывающие работы – на 1000-1200 м и более. Такая глубина шахт и значительная обводненность месторождения, усугубляемая вероятностью внезапных прорывов воды, предопределили сложную (3-х и в ряде случаев 4-х ступенчатую) схему шахтного водоотлива с большим количеством насосных агрегатов, устанавливаемых в насосных камерах.

Рис. 1. Табл. 1.

УДК 621.51

Энергетические потери в пневмосетях рудничных компрессорных установок / Миняев Ю. Н. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 44-46. Рус.

Дан анализ потерь энергии в пневмосетях рудничных компрессорных установок. Предлагаются рекомендации по снижению тепловых, гидравлических и объемных потерь, которые сокращают общие потери при транспортировании сжатого воздуха от компрессорной станции шахты до пневмоприемников.

Библ. 3 назв.

УДК 622.24.05.055

Влияние качества породоразрушающего инструмента на эффективность процесса бурения глубоких скважин / Ситников Н. Б., Боярских Г. А., Макаров И. Г. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 47-53. Рус.

В статье произведен анализ достаточных условий экстремума основных показателей процесса бурения глубоких скважин (механической скорости бурения, рейсовой скорости, стоимости проходки одного метра скважины и проходки на породоразрушающий инструмент); выявлена связь между качеством породоразрушающего инструмента и выполнением достаточных условий основных показателей процесса бурения; показано, что экстремум одного показателя эффективности (даже такого, как стоимость проходки одного метра скважины) не может служить абсолютным критерием качества ведения процесса бурения; предложено использовать критерий оптимальности процесса бурения, учитывающий все известные в настоящее время показатели его эффективности.

Библ. 4 назв.

УДК 621.879

Экспериментальное определение энергетической характеристики свойства дробимости / Лагунова Ю. А. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 53-57. Рус.

Дана оценка режимов работы конусной дробилки мелкого дробления и методика проведения эксперимента по оценке энергетической характеристики свойства дробимости. Получены зависимости для определения энергетической характеристики свойства дробимости горных пород.

Рис. 1. Табл. 1. Библ. 2 назв.

УДК 622.24.05.055

Определение вместимости бункера передвижной установки при разделении известняка в карьере / Кошев Г. Я., Юдин А. В. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 57-62. Рус.

Комплекс очистки известняка на Чаньвинском карьере включает передвижную грохотильную установку. Важным параметром установки является вместимость бункера.

В статье изложена методика определения вместимости бункера, особенностью которой является учет колебаний амплитуд времени поступления и извлечения горной массы сопрягаемых видов транспорта. Показано, что вместимость бункера установки должна быть сочетаема с вместимостью штабеля очищенного известняка на нижней площадке комплекса.

Рис. 3. Табл. 1. Библ. 5 назв.

УДК 621.647

Новое электрооборудование для электроснабжения открытых горных работ / Голубев В. А., Башмаков С. Н., Комаров А. А., Тархова Н. И. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Серия: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 62-67. Рус.

Рассмотрены новые виды прогрессивного и эффективного электрооборудования и электросетевых устройств, способов и средств защиты, контроля и управления. Приведены их технические и эксплуатационные характеристики. Данна оценка эффективности внедрения новых видов электрооборудования для карьеров.

УДК 622.271.5:621.31; 621.31; 658.382.3

Безопасность эксплуатации электроприводов по системе ТП-Д в условиях многочерпаковых драг / Стариков В. С., Юнусов Х. Б. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 67-70. Рус.

Дана оценка параметров изоляции и условий безопасности при эксплуатации электроприводов постоянного тока по системе ТП-Д на драгах. Показано, что при использовании устройств защитного отключения эксплуатация электроустановок постоянного тока при комбинированном характере сетей в условиях драг является безопасной.

Рис. 4. Табл. 1. Библ. 4 назв.

Новые виды теорий вместимости горных машин / Дергунов Н. Г. // Известия Уральской горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 33-39. Рус.

УДК 622.683:629.4.051.2

Автоматика и телемеханика внутрикарьерных железнодорожных станций / Витязев О. В., Лапиков А. С. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 71-76. Рус.

Изложены основные направления перспективного развития электрической централизации стрелок и сигналов внутрикарьерных железнодорожных станций на базе компьютерных технологий с привлечением методов и средств искусственного интеллекта, принципов построения интеллектуальных систем, а именно создание электрической централизации стрелок и сигналов на микропроцессорах.

Рис. 2.

УДК 621.647.1:621.31; 621.31; 658.382.3

Схемотехника корректирующих устройств управления механизмами с упругими связями /
**Скобцев С. Н., Костромина И. В. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная
 электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 77-80. Рус.**

Рассмотрены вопросы применения схемотехники корректирующих устройств управления механизмами с упругими связями. Разработана структура косвенного измерения механических координат двухмасовой упругой системы.

Рис. 5. Библ. 2 назв.

**Технология комбинированного предварительного обогащения асбестовых руд / Цыпин Е. Ф.,
 Потапов В. Я. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика.
 2003. Вып. 16. С. 81-86. Рус.**

Представлены результаты экспериментальных исследований предварительного обогащения асBESTOвых руд различными методами.

Приведена комбинированная схема предварительного обогащения, включающая фотометрическую и магнитную сепарации, избирательное дробление, разделение по трению и упругости.

Рис. 1. Табл. 6. Библ. 5 назв.

Анализ работы асбестообогатительной фабрики на основе использования модели процесса обогащения / Шалюгина В. А., Анохина С. В., Ионов К. А. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 86-91. Рус.

На основе использования модели процесса обогащения выполнен анализ работы асбестообогатительной фабрики, позволяющий учитывать все многообразие наиболее значимых факторов. Оценена точность выполненного анализа и сделан вывод о приемлемости рассмотренной методики для оперативного управления процессом обогащения.

Табл. 2. Рис. 2. Библ. 6 назв.

Изучение закономерностей раскрытия магнетитовой руды Гусевогорского месторождения в продуктах схемы обогащения / Цыпин Е. Ф., Овчинникова Т. Ю. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 91-97. Рус.

Статья посвящена экспериментальному изучению закономерностей раскрытия магнетитовой руды Гусевогорского месторождения в продуктах схемы обогащения. Представлены некоторые результаты исследований. Сделаны выводы о изменении вида распределения кусков минерала и породы в зависимости от крупности материала. Выявлено, что распределения, полученные до и после операций уменьшения крупности, различны, а следовательно, сделан вывод о необходимости после каждой операции сокращения крупности получать кривые распределения вновь образованных продуктов.

Рис. 6. Табл. 3. Библ. 1 назв.

Построение принципиальных схем обогащения на основе анализа закономерностей раскрытия минералов / Овчинникова Т. Ю. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 98-111. Рус.

Статья посвящена обзору методик построения схем обогащения. Помимо описания уже существующих методик изложены требования, предъявляемые к универсальной методике построения схем обогащения.

Рис. 6. Табл. 1. Библ. 11 назв.

учет количества и качества временных поступлений и поглощаемой горной массы сопряженных видов транспорта. Показано, что вместимость бункера установки должна быть соотнесена с вместимостью штабели очистного известняка из чистой площадки комбината.

Рис. 3. Табл. 1. Библ. 5 назв.

УДК 622.767:621.65

Пневмогидроклассификация песчаных смесей / Зимин А. И., Минухин Л. А., Коблов В. М., Козловская И. П., Суслова Г. А., Вольхина Н. В. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 112-115. Рус.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований пневмогидроклассификатора с целью замены существующих аппаратов для сушки, классификации и пылеочистки одним аппаратом. Подтверждена целесообразность мокрой классификации песка по граничному размеру 0,5 мм на полупромышленном аппарате производительностью до 100 кг/ч. Приведены рекомендации по созданию промышленного образца для пневмогидроклассификации производительностью до 300 кг/ч.

Рис. 1. Библ. 3 назв.

устройства и методы контроля в управлении. Приведены технические и эксплуатационные характеристики. Дана схема функционирования новых видов электробурования для заборов.

УДК 622.24.05.055

Оптимизация процесса бурения геологоразведочных скважин затупляющимся породоразрушающим инструментом / Ситников Н. Б., Трапезников В. Т. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 117-127. Рус.

Статья посвящена использованию оптимальных (по рейсовой скорости и стоимости проходки одного метра скважины) режимов процесса бурения глубоких геологоразведочных скважин затупляющимся породоразрушающим инструментом. Исследован регулярный дрейф статической характеристики объекта, обусловленный износом породоразрушающего инструмента. Приведен числовой пример, который подтвердил основные выводы статьи.

Рис. 2. Табл. 1. Библ. 17 назв.

Рис. 4. Табл. 1. Библ. 4 назв.

УДК 622.24.05.055

Оптимизация шарошечного бурения взрывных скважин / Ситников Н. Б., Лепедин Н. А. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 128-133. Рус.

Рассмотрены вопросы оптимизации шарошечного бурения взрывных скважин по основным технологическим показателям. Разработана математическая модель и выбраны критерии оптимальности.

Рис. 1. Табл. 1. Библ. 8 назв.

Рассмотрены вопросы оптимизации шарошечного бурения взрывных скважин по основным технологическим показателям. Разработана математическая модель и выбраны критерии оптимальности.

Рис. 2. Табл. 1. Библ. 8 назв.

УДК 621.541.1:621.835

журнал от аттестации письмом из юниси
05.09.04 № 4406

Частный случай дифференциальных уравнений движения роторно-поршневого двигателя /
Анкудинов Д. Т., Золкин А. П. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная
электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 133-136. Рус.

Получено дифференциальное уравнение вращения ротора для случая отсутствия скольжения в точке контакта ротора (кулачка) с подшипником поршня (толкателя). Уравнение выведено в предположении о равенстве радиусов шлифовального круга и подшипника.

Рис. 1. Библ. 4 назв.

УДК 622.44

журнал от аттестации

Теоретические предпосылки создания осе-радиальных вентиляторов нового поколения / Шантарин С. С., Тимухин С. А., Иванов В. А. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 137-140. Рус.

Рассмотрены вопросы теории осе-радиальных вентиляторов местного проветривания, учитывающей в том числе и фактор времени. Установлены зависимости основных кинематических параметров рабочих колес от времени прохождения через них воздушных потоков.

Рис. 3.

УДК 622.24.05.055

журнал от аттестации

Автоматизация процесса бурения с целью его оптимизации / Макаров И. Г. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 140-144. Рус.

В данной статье произведен краткий обзор оборудования современных буровых установок на примере установок, выпускаемых ОАО «Уралмаш», так же рассмотренно несколько систем осуществляющих контроль технологических параметров бурения. Рассматривается предложение по использованию поисковых адаптивных самоорганизующихся или самообучающихся регуляторов, как связующее звено между системами управления приводами буровой установки и системой контроля параметров бурения.

Рис. 2. Библ. 8 назв.

УДК 622.24.05.055

Основы динамики осе-радиальных воздуходувных машин / Тимухин С. А., Иванов В. А., Шантарин С. С. // Известия Уральской гос. горно-геологической академии. Сер.: Горная электромеханика. 2003. Вып. 16. С. 145-149. Рус.

Рассмотрено силовое взаимодействие рабочего колеса осе-радиальной воздуходувной машины с воздушным потоком. Получены в развернутом виде теоретические характеристики осе-радиальной воздуходувной машины по полному и статическому теоретическим давлениям.

Рис. 2.

Заявки на журнал направлять по адресу:

620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30
Уральская государственная горно-геологическая академия
Кафедра горной механики

УДК 622.150:1.1 М2 (Со ИДУ)

Статьи посыпана обзору методик построения схем обогащения. Помимо описанной уже существующей в инженерном кинетике (это кинетика классической инженерной схемы с зональным диффузионным процессом) П. Д. Бондаревым введенная экспериментальная методика построения схем обогащения на основе кинетики диффузии в гравитационных колебательных машинах.

Рис. 6. Табл. 1. Блбл. 11 из 18

Приложение к статье № 61-615 С 01.08.2003 линеометрическое
издание № 1. Рис. 1. Рисунок 4. Рис. 2.

УДК 622.767:621.65

Научное издание

Линеометрическая классификация песчаных смесей / Зинин А. Н., Земукшин В. А., Кобзов В. М., Коновалов В. А. / Ученые записки УГГА. Вып. 16. - Екатеринбург: УГГА, 2003. - 160 с. - Бумага. Формат 60x84 1/8. - УДК 622.150:1.1 М2 (Со ИДУ)

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований линеометрической классификации гравитационного обогащения золота. В работе описаны различные методы определения золотометаллических кинетических параметров золотометаллического процесса. Показано, что золотометаллический процесс может в полуавтоматическом аппарате производить золотоизвлечение хонусом золотометаллического промышленного образца для линеометрической производительностью до 300 кг/ч.

Рис. 1. Табл. 3 из 18

Серия: ГОРНАЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

УДК 622.24.95.055

Научно-технический журнал

УДК 622.20.42.550 ИДУ

«Известия Уральской государственной горно-геологической академии» / Уральская государственная горно-геологическая академия. - Екатеринбург: УГГА, 2003. - 128 с. - Бумага. Формат 60x84 1/8. - УДК 622.24.95.055 (Со ИДУ)

Издано в соответствии с Указом Президента Российской Федерации от 10.07.2000 г. № 1474 «О развитии науки и техники в Российской Федерации».

Редактор Л. Н. Авдеева
Компьютерная верстка - В. В. Баклаева

Рис. 2. Табл. 1. Блбл. 17 из 18

УДК 622.24.95.055

«Известия Уральской государственной горно-геологической академии» / УГГА, Уральская государственная горно-геологическая академия. - Екатеринбург: УГГА, 2003. - 128 с. - Бумага. Формат 60x84 1/8. - УДК 622.24.95.055 (Со ИДУ)

Подписано в печать 13.10.03. Бумага типографская. Формат 60x84 1/8. - Ученые записки УГГА, № 16, 2003.

Печать офсетная. Усл. печ. л. 19,75. Уч.-изд. л. 19,0. Тираж 200. Заказ 6249.

Информационно-издательский центр
620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30
Уральская государственная горно-геологическая академия

Отпечатано с готового оригинал-макета
в Полиграфическом центре АМБ
620026, г. Екатеринбург, ул. Р. Люксембург, 59.
Тел.: 51-65-93, 51-66-04