



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
МЕХАНИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ**

Материалы Всероссийской научно-технической конференции

24-25 мая 2019 года

Екатеринбург
2019

**Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации**

**УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
МЕХАНИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ**

Материалы Всероссийской научно-технической конференции

24-25 мая 2019 года

**Екатеринбург
2019**

УДК 622.7

Математическое моделирование механических явлений. Материалы Всероссийской научно-технической конференции. - Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2019 г. - 96 с.

Сборник содержит материалы докладов Всероссийской научно-технической конференции, состоявшейся в Уральском государственном горном университете 24-25 мая 2019 года.

Задача сборника заключается в информировании научных работников, инженеров и руководителей горнодобывающей промышленности о последних достижениях в области математического моделирования процессов и аппаратов в горной промышленности.

Внедрение предложенных идей и методов позволит улучшить качество горно-обогатительного оборудования, поднять эффективность технических решений

Составители не несут ответственности за научно-методическое содержание материалов, вошедших в сборник.

Рецензент: кафедра технической механики.

© Уральский государственный
горный университет, 2019 г.

РЕЗОНАНСНЫЙ ВИБРОПИТАТЕЛЬ – ГРОХОТ

Афанасьев А.И., Суслов Д.Н., Чиркова А.А.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Приводятся результаты исследований по эффективности работы резонансного грохота с низкочастотным линейным электромагнитным вибровозбудителем. Установлено, что эффективность работы линейного электромагнитного вибровозбудителя в грохоте и питателе следует оценивать отношением работы движущего усилия за один цикл к массе обмотки; перемещению груза за один цикл, отношению фактической мощности к производительности. Определен рациональный рабочий зазор в линейном электромагнитном двигателе.

Ключевые слова: эффективность, линейный электромагнитный вибровозбудитель, скорость, горная масса, тяговое усилие, производительность, энергозатраты, транспортирование.

В работах [1 – 3] показано, что работа вибротранспортной машины (ВТМ) на относительно низких частотах 4...6 Гц и амплитудах 20...30 мм более эффективна, чем работа на частотах 25...50 Гц и амплитудах 1...4 мм. Линейные электромагнитные вибровозбудители работают, как правило, на переменном токе и частотах от 25 Гц и более. Установлено, что относительно низкочастотные резонансные механические системы, к которым относятся и ВТМ, имеют минимальную энергоемкость.

Для резонансных низкочастотных машин нами были разработаны несколько различных типов вибровозбудителей – линейных управляемых двигателей постоянного тока – электромагнитных, магнитоиндукционных и с постоянными магнитами [4 – 7]. Якорь электромагнитного двигателя выполнен из ферромагнитного материала и при протекании тока в обмотке в любом направлении втягивается в статор, уменьшая рабочий зазор и замыкая магнитную цепь. Зависимость тягового усилия якоря линейного двигателя постоянного тока от его конструктивных параметров приведена в [8 – 13]. Эти уравнения базируются на законе Максвелла, который справедлив для идеальной электромагнитной системы. Поэтому величина тягового усилия якоря линейного двигателя, определенная по формуле Максвелла, может существенно отличаться от реальной.

В результате эксперимента установлено, что при рабочих зазорах более 15 мм теоретические и экспериментальные значения тягового усилия относительно небольшие. Это подтверждает не эффективность работы линейных двигателей с этими режимными параметрами, т. е. рабочими зазорами больше 15 мм.

Следует отметить, что результаты эксперимента хорошо согласуются с данными работ [14, 15].

Так как относительно низкочастотные ВТМ эффективно работают при амплитудах 20...25 мм, то начальный рабочий зазор не должен превышать 20 мм. Это позволяет получить максимальную амплитуду колебаний до 35 мм, так как после выключения двигателя рабочий орган не останавливается, а двигается по инерции.

В настоящее время производится относительно больше конструктивных исполнений линейных электромагнитных вибровозбудителей.

В известных работах [8 – 16] приводятся рекомендации по выбору рациональных конструктивных параметров электромагнитов: диаметра якоря $d_я$, наружного диаметра обмотки $D_к$, высоты обмотки $H_к$, толщины обмотки $A_к$.

Рациональные конструктивные параметры, изменяющиеся в достаточно широком диапазоне, позволяют разработать множество одинаковых по массе, но различных по тяговым характеристикам обмоток. С целью определения наиболее эффективной обмотки для вибровозбудителя ВТМ нами были изготовлены несколько линейных вибровозбудителей первый двигатель имел диаметр якоря 100мм, второй – 50 мм, третий – 70 мм.

Таким образом, электромагнитные двигатели позволили оценить влияние на величину магнитодвижущей силы отношений других конструктивных параметров обмотки: $D_к/d_я$ и $A_к/d_я$.

Известно, что при постоянной плотности тока в проводнике магнитодвижущая сила прямо-пропорциональна массе обмотки. Следовательно, согласно закона Максвелла, тяговое усилие прямо пропорционально массе обмотки. Второй двигатель имеет большую по сравнению с первым в 1,35 раза массу обмотки, но при одинаковой магнитодвижущей силе в конце хода якоря его тяговое усилие в 3 раза меньше. Поэтому для оценки эффективности работы электромагнитного вибровозбудителя целесообразно использовать удельное тяговое усилие $F_{ту}$, Н/см². Этот показатель характеризует совершенство конструктивного исполнения линейного двигателя, однако не в полной мере характеризуют степень соответствия данного вибровозбудителя конкретной вибротранспортной машине.

В работах [4 – 6, 17] показано, что при прочих равных условиях, энергетическую эффективность работы ВТМ, которая является частью общей эффективности горной машины, можно оценить по затратам энергии на производство единицы продукции, т. е. по отношению мощности к производительности ($K_э$, Дж/кг).

Опыт эксплуатации линейных электромагнитных двигателей показал, что основным элементом, определяющим их эффективность и ресурс, является обмотка. Её масса (размеры и форма) зависит от величины намагничивающей силы, тепловой нагрузки и определяет общую массу двигателя. Поэтому эффективность работы двигателя в конкретной ВТМ целесообразно определять по отношению полезной работы за цикл колебаний к массе обмотки ($E/m_о$, Дж/кг). Чем больше это отношение, тем совершеннее конструкция двигателя.

Кроме того, эффективность работы линейного двигателя характеризуется тепловыми потерями, т.е. тепловой мощностью (P_t , Вт). По сути, эти потери энергии характеризуют КПД двигателя. Тепловые потери не должны превышать допустимые, которые определяются температурой корпуса, его размерами и коэффициентом теплоотдачи. Исходя из вышеизложенного, для обеспечения эффективности работы ВТМ необходимо выполнить условия:

$$Q = Q_p; K_3 \Rightarrow \min, \quad (1)$$

где Q_p – расчетная производительность ВТМ.

Вывод. Эффективность использования линейного электромагнитного вибровозбудителя в конкретной ВТМ следует осуществлять по:

- величине удельной работы (E_1/m_0 , Дж/кг) – отношению работы движущего усилия (E_1) за один цикл к массе обмотки (m_0);
- перемещению груза за один цикл (L_0 , см), равному отношению скорости его движения (V , см/с) к частоте колебаний (f , Гц);
- коэффициенту энергетической эффективности рабочего процесса ($K_3 = P_{вх}/Q$, Дж/кг), равному отношению фактической мощности к производительности.

Библиографический список

1. Блехман И. И., Джанелидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение. – М.: Наука, 1964. – 410 с.
2. Блехман И. И. Исследование процесса вибросепарации и вибротранспортировки. // Инженерный сборник, 1952, Т. 11. – С. 12 – 79.
3. Гончаревич И. Ф., Фролов К. В. Теория вибрационной техники и технологии. – М.: Наука, 1981. – 320 с.
4. Афанасьев А.И., Братыгин Е.В., Чиркова А.А. Комплексный критерий эффективности рабочего процесса вибротранспортных машин. Труды VIII Международной научно-практической конференции «Проблемы карьерного транспорта». С. 48 – 52. Екатеринбург, 20 – 23 сентября 2005 г.
5. Афанасьев А. И., Закаменных А. Ю. Критерий энергетической эффективности рабочего процесса резонансного вибропитателя-грохота. // Известия вузов. Горный журнал, 2009, № 5. – С. 77 – 80.
6. Афанасьев А. И., Андрюшенков Д. Н., Закаменных А. Ю. Резонансный грохот с линейным электромагнитным двигателем. // Известия вузов. Горный журнал, 2010, № 2. – С. 57 – 60.
7. Афанасьев А. И., Потапов В. Я., Чиркова А. А. [и др.] Вибратор резонансного действия с электромагнитным приводом. Патент РФ на полезную модель № 182376. Опубл. 15.08.18 г., бюл. № 23.
8. Электромагниты постоянного тока. / А. В. Гордон [и др.]. – М.: Госэнергоиздат, 1960. – 446 с.

9. Гансбург Л. Б., Федоров А. И. Проектирование электромагнитных и магнитных механизмов: справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – 364 с.
10. Любчик М. А. Силовые электромагниты аппаратов и устройств автоматики постоянного тока. – М.: Энергия, 1968. – 151 с.
11. Любчик М. А. Оптимальное проектирование силовых электромагнитных механизмов. – М.: Энергия, 1974. – 392 с.
12. Любчик М. А. Расчет и проектирование электромагнитов постоянного и переменного тока. – Л.-М.: Госэнергоиздат, 1959. – 224 с.
13. Агаронянц Р. А. Электромагнитные элементы технической кибернетики. – М.: Наука, 1976. – 276 с.
14. Теория, расчет и конструирование электромагнитных машин ударного действия / Н. П. Ряшенцев [и др.]. – Новосибирск: Наука. 1970. – 258 с.
15. Алабужев П. М. Теория подобия и размерностей. // Моделирование. – М.: Наука, 1968. – 124 с.
16. Агаронянц Р. А. Динамика, синтез и расчет электромагнитов. – М.: Наука, 1967. – 267 с.
17. Афанасьев А. И., Косенко Е. А. Оценка эффективности работы линейных двигателей в резонансных вибротранспортных машинах. // Известия Вузов. Горный журнал, №6, 2012. – С. 53 – 57.

МОДИФИЦИРОВАННОЕ УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА И СХЕМА ЗАМЕЩЕНИЯ ИДЕАЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Белов С. В., Потапов В. Я., Ислентьев А. О., Горшкова Э.М.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Предложено модифицированное уравнение Эйлера для описания физического процесса поведения потоков в центробежном насосе. Для этого предложена схема замещения, позволяющая моделировать характеристики движения потоков на лопатках идеального центробежного насоса. Данное решение позволит описать процессы для различного типа насосов.

Ключевые слова: уравнение Эйлера, центробежный насос, схема замещения, гидравлическое сопротивление.

Использование понятия гидравлического сопротивления (импеданса) предоставляет возможность видоизменить общеизвестное уравнение Эйлера к виду, удобному для составления схемы замещения идеального центробежного насоса (ИЦН). Такие схемы, которые лежат в основе моделирования электрических цепей и электрических машин, в частности [1], в значительной степени содействуют пониманию физических процессов в гидромашинах, открывают новые аспекты их моделирования.

С этой целью запишем уравнение Эйлера для ИЦН в виде разницы скалярных произведений векторов абсолютной и тангенциальной скоростей идеальной жидкости на выходе и входе в рабочее колесо

$$gH_{\infty} = \langle \vec{u}_2, \vec{c}_2 \rangle - \langle \vec{u}_1, \vec{c}_1 \rangle, \quad (1)$$

где H_{∞} - напор ИЦН, который отражает удельную энергию, передаваемую от колеса с бесконечным числом лопастей идеальной жидкости для ее перемещения. Учитывая свойства скалярного произведения и в соответствии с входным и выходным планами скоростей рабочего колеса [2, 3]

$$gH_{\infty} = (u_2^2 - u_1^2) - (u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{2л} - u_1 c_{1r} \operatorname{ctg} \beta_{1л}), \quad (2)$$

где $\beta_{1л}$, $\beta_{2л}$ - соответственно выходной и входной лопастные углы рабочего колеса.

Выразим входные и выходные модули тангенциальных u и радиальных c_r составляющих абсолютных скоростей жидкости через конструктивные параметры колеса:

$$u_1(u_2) = \frac{\pi D_1(D_2)n}{60}, \quad (3)$$

$$c_{1r}(c_{2r}) = \frac{Q_{\infty}}{\pi D_1 b_1(D_2 b_2)}, \quad (4)$$

где Q_{∞} - объемный расход жидкости ИЦН; D_1 , D_2 - внутренний и внешний диаметры рабочего колеса; b_1 , b_2 - ширина лопасти на входе и выходе из колеса; n - частота вращения колеса (об/мин).

Для центробежной машины с заданными геометрическими размерами при $n = const$ уравнения (2) с учетом (3) и (4) можно записать в виде баланса давлений

$$\rho g H_{\infty} = \rho g H_0 - R_t Q_{\infty}, \quad (5)$$

где H_0 – напор ИЦН в режиме закрытой задвижки на выходе при $Q_{\infty} = 0$ (аналог электродвижущей силы в электрической цепи). В дальнейшем будем называть такой режим отсутствия расходной нагрузки режимом холостого хода (ХХ), а H_0 – напором холостого хода ИЦН;

$$H_0 = \frac{1}{g} \left(\frac{\pi n}{60} \right)^2 (D_2^2 - D_1^2) = const, \quad (6)$$

или

$$H_0 = \frac{m_D^2 - 1}{g m_D^2} \cdot \frac{\pi n D_2}{60}; \quad (7)$$

$m_D = \frac{D_2}{D_1}$ – соотношение внешнего и внутреннего диаметров колеса;

R_t – внутреннее гидравлическое сопротивление (импеданс) ИЦН, которое не зависит от режима насоса и определяется по формуле

$$R_t = \frac{\rho n}{60} \left(\frac{ctg \beta_{2л}}{b_2} - \frac{ctg \beta_{1л}}{b_1} \right) = const, \quad (8)$$

или

$$R_t = \frac{\rho n ctg \beta_{2л}}{60 b_2} \left(1 - m_b \frac{ctg \beta_{1л}}{ctg \beta_{2л}} \right); \quad (9)$$

$m_b = \frac{b_2}{b_1}$ – соотношение выходной и входной ширины лопасти.

Уравнение (5) считается модифицированным уравнением Эйлера. Ему соответствует принципиальная схема замещения ИЦН (рис. 1), где $R_{наг}$ – нагрузочное гидравлическое сопротивление внешней гидравлической сети.

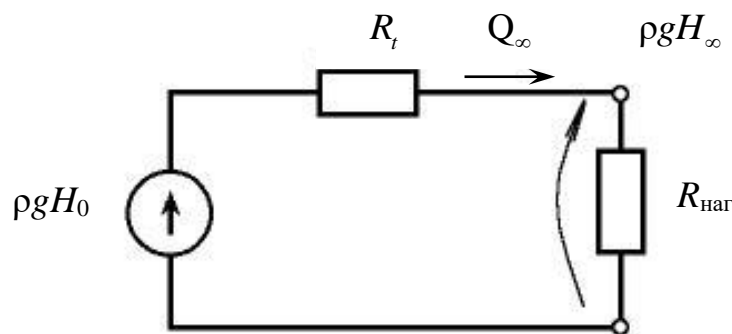


Рис. 1. Принципиальная схема замещения идеального центробежного насоса

На основании анализа модифицированного уравнения Эйлера предложена схема замещения идеализированного центробежного насоса, позволяющая оценивать основные характеристики данного насоса.

Библиографический список

1. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
2. Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники. – М.: Высшая школа, 1975. – 749 с.
3. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмо-гидравлических систем. – М.: Наука, 1986. – 366 с.

РАСЧЁТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЦИКЛОНА ПО ЗАДАННОЙ КРУПНОСТИ СЛИВНОГО ПРОДУКТА

В. Г. Брагин, Е. Б. Волков, М. В. Шарина

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Задача определения конструктивных параметров гидроциклона при заданной крупности того или другого продукта, например, слива представляет значительный практический интерес. В работе представлена методика расчёта гранулометрического состава продуктов классификации.

Ключевые слова: классификация, гранулометрический состав, гидроциклон, магнетитовая руда, пульпа.

Требования технологии любого процесса накладывают определенные ограничения на крупность продуктов классификации. Поэтому значительный практический интерес представляет задача определения конструктивных параметров гидроциклона при заданной крупности того или другого продукта, например, слива [1, 2].

За основу модели процесса классификации в гидроциклонах положен следующий комплекс уравнений [3]

$$\varepsilon(\tilde{\delta}_i) = \frac{1 - \exp\left\{K_3 A_3 \eta \left[\left(\frac{\tilde{\delta}_i}{\delta_{50}}\right)^m - K_4 \right]\right\}}{1 - \exp\left\{K_3 A_3 \left[\left(\frac{\tilde{\delta}_i}{\delta_{50}}\right)^m - K_4 \right]\right\}}; \quad (1)$$

$$\delta_{50} = K_5 K_D K_\alpha (d_c / d_n)^{b_1} (d_3 / D)^{a_2} (1 - \beta)^{a_3} [\mu D / \rho - \rho_s]^{0.5} (\rho / P)^{0.25}; \quad (2)$$

$$A_3 = (d_c / d_n)^{b_1} (1 - \beta)^{b_3} / [\eta \text{ctg}(\alpha / 2)]; \quad (3)$$

$$\eta = 1 / \left[1 + K_6 K_D K_\alpha (d_c / d_n)^{c_1} (d_3 / D)^{c_2} (1 - \beta)^{c_3} (1 - P_c / P)^{0.5} \right], \quad (4)$$

где $\varepsilon(\tilde{\delta}_i)$ – фракционные извлечения частиц среднего размера в пески, о.е; η – объемный выход песков, о.е; δ_{50} – размер граничного зерна, мкм; d_c, d_n, d_3 – диаметры сливной, песковой и питающей насадок, см; D – диаметр гидроциклонов, см; K_3, K_4, K_5, K_6 – эмпирические коэффициенты, определяемые экспериментально; A_3 – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние режимных и конструктивных параметров гидроциклонов; β – относительная объемная концентрация твердого в питании гидроциклонов, о.е; α – угол конуса гидроциклонов; μ – динамическая вязкость пульпы, подаваемой насосом в гидроциклоны, кПа·с; P – давление на входе в гидроциклоны, кПа; P_c – потери давления в сливном тракте, кПа; $\tilde{\delta}_i$ – средний размер i -ого интервала крупности, мкм.

Относительная объемная концентрация твердого в питании гидроциклонов β и динамическая вязкость μ могут быть определены по следующим формулам:

$$\beta = (\rho - \rho_B) / (\rho_T - \rho_B); \quad (5)$$

$$\mu = \mu_0 (1 + 2,5\beta + 14,1\beta^2), \quad (6)$$

где μ_0 – динамическая вязкость воды, кПа·с; ρ – плотность пульпы, подаваемой в гидроциклоны, т/м³.

На основе экспериментальных данных для магнетитовых руд Соколовско-Сарбайского месторождения методом наименьших квадратов найдены следующие эмпирические коэффициенты и показатели степеней: $K_3 = -4,65$; $K_4 = 0,25$; $K_5 = 3,428$; $m = 1,3$; $a_1 = 1,21$; $a_2 = 0,14$; $a_3 = 0,08$; $b_1 = 0,25$; $b_3 = 1,1$; $K_6 = 2,777$; $c_1 = 1,26$; $c_2 = 0,06$; $c_3 = 2,74$.

Методика расчета гранулометрического состава продуктов классификации и соответствующие формулы приведены в работе [3].

Использование этих формул позволяет рассчитать крупность продуктов классификации и её эффективность, если известны параметры исходной смеси и заданы геометрические размеры гидроциклона. Такой расчет выполнен на компьютере, и получены значения крупности продуктов классификации и её эффективности в заданной области изменения конструктивных и режимных параметров для гидроциклонов диаметром 350, 500, 750 и 1400 мм. Эффективность разделения определена по критерию Хэнкока-Луйкена.

На рис. 1 – 3 приведены результаты расчёта для гидроциклона диаметром 1400 мм в виде зависимостей содержания классов (– 74 мкм), (– 44 мкм) в сливе (q_c^{-74}, q_c^{-44}) и эффективности классификации E^{-74} от величины разгрузочного отношения d_c/d_n при различных значениях величин: давления – P , конструктивных размеров d_3/D при содержании твёрдого в питании $T = 46,8\%$. Вид полученных зависимостей находится в соответствии с экспериментальными данными исследований советских и зарубежных авторов.

Для примера определения конструктивных параметров гидроциклона диаметром 1400 мм зададим крупность сливного продукта 95 % класса минус 74 мкм. По рис. 1 – 3 найдем точки пересечения кривых 1а, 2а, 3а, 4а с прямыми $q_c^{-74} = 95\%$. Проведём через эти точки вертикали и получим значения разгрузочного отношения d_c/d_n и эффективности E^{-74} , соответствующие каждой точке. Полученные результаты представлены в табл. 1. Там же приведены значения разгрузочных соотношений d_c/d_n и эффективностей классификации E^{-74} для других значений T , определенные аналогично из других графиков.

В таблице 2 представлены значения d_c/d_n и E^{-74} при $q_c^{-74} = 95\%$ для другого гранулометрического состава питания гидроциклонов.

По данным таблицы 2 построены номограммы для выбора величины d_c/d_n в зависимости от содержания твёрдого в питании T и давления пульпы на входе P при заданном значении $q_c^{-74} = 95\%$ для трех значений d_3/D . На этих же рисунках приведены кривые значений эффективности классификации, соответствующей выбранным конструктивным и режимным параметрам.

Таблица 1

Значения величин разгрузочного отношения d_c/d_{π} и эффективностей классификации E^{-74} при заданной крупности слива $q_c^{-74} = 95\%$ для гидроциклона диаметром 1400 мм при ситовой характеристике питания

размер частиц, мкм		-44	44-74	74-100	100-200	+200	
выход классов, %		23,2	16,1	20,6	32,1	8,0	
$S_{вх}$, см ²		200		300		424	
T, %	P, Па	d_c/d_{π}	E^{-74} , %	d_c/d_{π}	E^{-74} , %	d_c/d_{π}	E^{-74} , %
1	2	3	4	5	6	7	8
28,3	200	1,70	40,9	1,64	40,2	1,61	40,8
	300	1,89	42,4	1,84	42,0	1,80	42,7
	400	2,04	43,2	1,98	43,1	1,93	43,6
	500	2,17	44,0	2,11	44,0	2,04	44,0
35,3	200	1,53	38,1	1,47	37,8	1,44	37,8
	300	1,69	39,7	1,65	39,7	1,60	39,1
	400	1,82	41,0	1,78	40,7	1,72	40,3
	500	1,94	42,0	1,88	41,5	1,83	40,8
41,4	200	1,35	35,0	1,31	34,8	1,29	34,8
	300	1,51	36,9	1,47	36,9	1,43	36,5
	400	1,63	38,2	1,59	38,0	1,55	37,7
	500	1,73	39,0	1,68	38,6	1,64	38,8
46,8	200	1,20	32,8	1,18	32,0	1,15	31,1
	300	1,36	34,2	1,31	33,4	1,28	33,1
	400	1,46	35,3	1,42	35,1	1,39	35,0
	500	1,55	36,3	1,51	36,1	1,47	35,8

В табл. 1 и далее использовано обозначение $S_{вх}$ – что соответствует площади питающей насадки прямоугольной формы. Разработаны номограммы, решающие задачу выбора геометрических размеров гидроциклона диаметром 1400 мм и режима его работы при заданной крупности слива $q_c^{-74} = 95\%$ при известном гранулометрическом составе.

Аналогичные таблицы и номограммы получены для гидроциклонов диаметром 350, 500 и 750 мм в широком диапазоне изменений конструктивных и режимных параметров и гранулометрического состава питания. Некоторые результаты расчетов для ГЦ-50 приведены в табл. 3 – 4.

Таблица 2

Значения величин разгрузочного отношения d_c/d_n и эффективностей классификации E^{-74} при заданной крупности слива $q_c^{-74} = 95\%$ для гидроциклона диаметром 1400 мм при ситовой характеристике питания

размер частиц, мкм		-44	44-74	74-100	100-200	+200	
выход классов, %		31,7	25,9	13,4	25,0	4,0	
$S_{ex}, \text{см}^2$		200		300		424	
T, %	P, Па	d_c/d_n	$E^{-74}, \%$	d_c/d_n	$E^{-74}, \%$	d_c/d_n	$E^{-74}, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8
28,3	200	2,18	48,6	2,10	47,9	2,04	47,8
	300	2,35	49,0	2,30	48,5	2,26	48,9
35,3	200	1,94	46,0	1,88	45,4	1,83	45,0
	300	2,15	47,2	2,10	47,1	2,05	47,0
	400	2,33	49,2	2,30	49,5	2,20	48,0
41,4	200	1,72	42,8	1,67	42,0	1,63	42,1
	300	1,92	44,7	1,87	44,4	1,81	44,0
	400	2,06	45,7	2,01	45,2	1,96	45,2
	500	2,19	46,1	2,12	46,2	2,08	46,0
46,8	200	1,53	39,3	1,48	39,0	1,45	38,8
	300	1,71	41,7	1,67	41,0	1,63	41,0
	400	1,85	42,6	1,80	42,6	1,77	42,9
	500	1,97	43,9	1,92	44,0	1,88	43,9

Анализ результатов расчетов и полученные зависимости крупности слива и эффективности классификации от конструктивных и режимных параметров процесса позволяет сделать следующие выводы.

Из конструктивных параметров гидроциклонов определяющим классификацию является величина разгрузочного отношения d_c/d_n . Размеры питающей насадки слабо влияют на крупность продуктов разделения. Для получения более тонкого слива необходимо уменьшить величину d_c/d_n (увеличить диаметр песковой насадки) или уменьшить ширину питающей щели. При уменьшении d_c/d_n эффективность классификации значительно уменьшается, а при уменьшении d_3/D эффективность разделения изменяется незначительно.

При увеличении давления пульпы на входе увеличивается содержание тонких классов в сливе, эффективность классификации уменьшается. Если необходимо увеличить содержание тонких классов в сливе, то целесообразно добиваться этого путем увеличения давления, а не уменьшать величину разгрузочного отношения. Тогда при одинаковой крупности слива эффективность всегда будет выше в той ситуации, где более высокое давление.

Гранулометрический состав питания существенно влияет на крупность продуктов разделения. Чем больше крупных классов содержится в питании, тем легче выделить тонкие классы, тем выше содержание классов минус 44 мкм в сливе при других одинаковых условиях классификации.

Таблица 3

Значения величин q_{-44}^c и эффективностей классификации E при заданной крупности слива $q_{-74}^c = 95\%$ для гидроциклона ГЦ-50 при с/х питания

размер частиц, мкм	-44	44-74	74-100	100-200	+200
выход классов, %	23,2	16,1	20,6	32,1	8,0

Т, %	Р, кПа	Размеры питающих насадок, мм								
		40*140			60*140			84*140		
		d_c/d_n	q_{-44}^c	$E, \%$	d_c/d_n	q_{-44}^c	$E, \%$	d_c/d_n	q_{-44}^c	$E, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
20,3	100	2,18	82,10	44,60	2,16	81,20	42,50	2,10	81,50	44,70
	150	2,48	81,10	46,60	2,40	81,30	46,40	2,35	81,30	46,20
	200	2,68	81,00	47,50	2,58	81,30	47,10	2,51	81,50	46,80
	250	-	-	-	2,73	81,50	47,40	2,67	81,30	47,30
28,3	100	2,03	80,60	44,20	1,96	81,00	43,40	1,91	81,10	43,60
	150	2,23	81,10	44,90	2,17	81,00	44,80	2,10	81,60	44,10
	200	2,40	81,20	45,70	2,35	81,30	45,20	2,28	81,20	44,80
	250	2,55	81,20	46,30	2,49	81,00	46,20	2,42	81,10	46,00
35,3	100	1,81	81,20	41,20	1,76	81,00	41,20	1,71	81,30	41,00
	150	2,03	81,00	43,00	1,96	80,80	43,00	1,93	80,30	42,60
	200	2,18	81,30	43,60	2,12	81,10	43,60	2,07	81,00	43,40
	250	2,31	81,20	44,00	2,25	81,10	44,20	2,18	81,30	44,00
41,4	100	1,61	81,10	39,00	1,56	81,10	38,80	1,53	81,00	38,40
	150	1,80	80,80	40,80	1,74	81,30	40,00	1,70	81,00	40,00
	200	1,94	80,80	42,00	1,90	80,90	41,80	1,83	81,00	40,80
	250	2,05	81,10	42,40	2,02	80,90	42,40	1,96	80,80	42,20
46,8	100	1,44	80,40	36,60	-	-	-	-	-	-
	150	1,61	80,80	38,00	1,57	80,50	38,20	1,53	80,40	37,60

	200	1,73	80,90	39,00	1,67	80,80	38,60	1,65	80,70	38,80
	250	1,84	81,00	40,00	1,79	80,50	40,00	1,74	80,90	39,40

Таблица 4

Значения величин разгрузочного отношения d_c/d_n и эффективностей классификации E^{-74} при заданной крупности слива $q_c^{-74} = 95\%$ для гидроциклона ГЦ-50 при с/х питания

размер частиц, мкм		-44			44-74			74-100			100-200			+200					
выход классов, %		31,7			25,9			13,4			25,0			4,0					
S_{ex} , см ²		56						84						118					
T, %	P, Па	d_c/d_n	q_c^{-44}	E^{-74} , %	d_c/d_n	q_c^{-44}	E^{-74} , %	d_c/d_n	q_c^{-44}	E^{-74} , %	d_c/d_n	q_c^{-44}	E^{-74} , %	d_c/d_n	q_c^{-44}	E^{-74} , %			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17			
28,3	100	2,54	72,0	51,0	2,48	71,6	51,1	2,43	71,7	50,9									
	150	-	-	-	2,72	72,3	51,6	2,68	72,6	51,6									
35,3	100	2,28	71,8	49,2	2,22	71,9	48,8	2,19	71,5	49,0									
	150	2,55	71,4	50,6	2,47	71,5	50,3	2,42	71,8	50,2									
	200	2,75	71,0	51,0	2,67	72,3	51,2	2,62	71,0	51,1									
41,4	100	2,06	72,3	47,0	2,0	72,3	46,4	1,96	72,2	46,6									
	150	2,29	71,5	48,2	2,22	71,7	48,0	2,18	71,7	48,0									
	200	2,48	72,2	49,3	2,39	71,3	48,8	2,35	71,4	48,9									
	250	2,62	72,3	50,0	2,54	71,3	49,7	2,48	71,8	48,8									
46,8	100	1,83	72,5	44,3	1,78	72,0	43,7	1,72	72,6	42,9									
	150	2,06	72,4	46,0	1,98	72,0	45,0	1,92	72,5	45,0									
	200	2,21	71,8	47,0	2,14	71,8	46,6	2,05	72,5	45,4									
	250	2,35	71,7	48,2	2,28	71,5	47,2	2,21	71,9	46,6									

Величину разгрузочного отношения d_c/d_n или диаметр песковой насадки при фиксированном значении d_c следует выбирать по разработанным

номограммам в зависимости от содержания твёрдого в питании с учетом его гранулометрического состава, давление пульпы на входе и размеров питающей насадки.

Отсюда следует, что для оптимальной работы узла классификации необходимо применять песковые насадки с регулируемым диаметром. Причем регулирование должно осуществляться автоматически путем получения непрерывной информации о содержании твердого в питании, ее обработки и подачи сигнала об изменении диаметра песковой насадки, если это необходимо. Основой для разработки такой системы могут служить предложенные номограммы.

Библиографический список

1. Поваров А.И. Перов В.А. Выбор гидроциклонов для операций классификации и для работы в замкнутом цикле с мельницей. / Цветные металлы №7, 1981. – С. 97 – 101.
2. Поваров А.И. Гидроциклоны на обогатительных фабриках. М.: Недра, 1978. – 231 с.
3. Брагин В.Г., Волков Е.Б. Имитационная модель и расчет технологических параметров замкнутого цикла мокрого измельчения магнетитовых руд. / Изв. вузов. Горный журнал, 2018, № 1. – С. 78 – 89.

ВЫБОР ТИПА МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ ДЛЯ УСТАНОВОК КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА СКВАЖИН

Доцент, к.т.н. Гаврилова Л.А., старший преподаватель Чучманова Л.Д.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Эффективность функционирования установок капитального ремонта скважин определяется согласования конструктивного исполнения с режимами работы при выполнении различных технологических операций, связанных с видом капитального ремонта скважин. Одним из основных механизмов, участвующим в операциях с перемещением насосно-компрессорных и бурильных труб по оси скважины, является механизм подачи. Показано, что наиболее эффективным является механизм подачи на основании реечной зубчатой передачи.

Ключевые слова: эффективность, капитальный ремонт, скважина, бурение, механизм подачи, инструмент, реечная передача.

Эффективность функционирования установок капитального ремонта скважин как сложной механической системы зависит от согласования конструктивного исполнения, так называемых «конструктивных параметров», и режимов работы при выполнении различных технологических операций, связанных с видом капитального ремонта скважин, так называемых «технологических параметров».

Одним из основных механизмов, участвующим в операциях с перемещением насосно-компрессорных и бурильных труб по оси скважины, является механизм подачи.

Назначение механизмов подачи – регулирование осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент и скорости перемещения снаряда в процессе бурения, а также осуществление наращивания бурильной колонны, перекрепление патронов, осевое расхаживание труб, ликвидация прихватов инструмента.

Используя системный подход при проектировании, механизмы подачи можно классифицировать по функциональному назначению элементов их конструкции (табл. 1) [1].

Основные функции механизма подачи:

- создание осевого усилия через колонну труб на забой скважины;
- перемещение механизмов захвата труб и колонны труб при спуске в скважину, как в процессе бурения, так и при спуско-подъемных операциях (СПО);
- перемещение механизмов захвата труб и колонны труб при подъеме из скважины;
- обеспечение скорости спуско-подъемных операций;

– восприятие нагрузки от веса труб (колонны труб) при перемещении по оси скважины.

Таблица 1

Функциональная классификация механизмов подачи

Функция	Исполнительный орган	Варианты конструкций				
		1	2	3	4	5
Создание и регулирование осевой нагрузки	Регулятор подачи	Тормоз лебёдки	Гидроцилиндр	Двигатель и с приводным звеном	Рычаг с грузом	Вес подвижных частей и бурильные трубы
Перемещение вдоль оси скважины и передача осевой нагрузки на бурильные трубы	Подвижное звено с опорным узлом	Подвижный вертлюг	Каретка и корпус вращателя	Траверса и зажимной патрон	Траверса и упорный подшипник	Рольганг или прижимные плашки
Связь между опорным узлом и регулятором подачи	Трансмиссия	Жёсткая			Гибкая	
		Шток (тяга)	вал	рейка	канат	цепь

Основные функции механизма подачи:

- создание осевого усилия через колонну труб на забой скважины;
- перемещение механизмов захвата труб и колонны труб при спуске в скважину, как в процессе бурения, так и при спуско-подъемных операциях (СПО);
- перемещение механизмов захвата труб и колонны труб при подъеме из скважины;
- обеспечение скорости спуско-подъемных операций;
- восприятие нагрузки от веса труб (колонны труб) при перемещении по оси скважины.

Традиционно в установках для капитального ремонта скважин используется канатный механизм подачи. В канатных механизмах подачи связь привода с подвижным звеном буровой установки осуществляется с помощью каната. Осевая нагрузка на инструмент создается весом колонны труб. Вся система механизмов и связей объединена в **талевую систему** буровой установки.

Талевые системы характеризуются максимальной допустимой нагрузкой на крюке, числом рабочих струн каната, его диаметром, кратностью полиспаста.

Основные недостатки канатных механизмов подачи:

- значительные габариты;
- необходимость синхронного регулирования каждой ветви канатов по мере их вытяжки;
- относительная сложность системы привода.

В связи с увеличением фонда ремонтируемых скважин и проведение работ капитального ремонта к механизмам подачи предъявляются новые требования и расширяется спектр выполняемых функций.

Механизм подачи должен быть:

- удобным и безопасным в работе, исключая возможность падения колонны;
- обеспечить возможность работы в условиях, затрудненных для схемы с талевого системой, например при наклонном бурении, бурении вторых стволов;
- обеспечивать принудительную подачу инструмента вне зависимости от веса колонны;
- монтироваться на мачте мобильной буровой установки;
- эффективно работать в составе системы верхнего привода (СВП).

Этим требованиям удовлетворяет конструктивная схема с реечным механизмом подачи.

Поэтому в последнее время наметилась тенденция к смещению акцента в сторону реечного (или реечно-шестеренного) механизма подачи (рис. 1).

Эти механизмы в современных станках могут обеспечивать совмещение функции подачи инструмента при бурении и функции СПО. Они могут иметь достаточно большой ход (до 20 м) и усилие подачи (подъёма) – до 3 000 кН. Как правило, такие механизмы используются в сочетании с подвижными (СВП) и шпиндельными вращателями.

Реечный механизм подачи выполняет те же самые функции, что и талевая система, но дает возможность применения принудительной подачи и, тем самым, создания усилия на забой. Вместо лебедки и талевого системы используется рейка с подвижной шестерней зубчатой передачи, приводимой в действие двигателем.

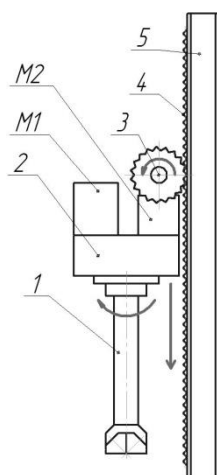


Рис. 1. Реечно-шестерёнчатый механизм подачи

При реечно-шестерёнчатой подаче (рис. 1) перемещение каретки вращателя 2 вдоль направляющих мачты 5 при бурении и СПО осуществляется за счёт вращения зубчатого колеса 3 (шестерни), приводимого в действие от двигателя *M2* и контактирующего с зубчатой рейкой 4. Обычно на боковых направляющих мачты устанавливаются две рейки 4. Колонна бурильных труб 1 вращается вращателем от двигателя *M1* и перемещается при бурении и СПО с помощью механизма подачи. Скорость подачи регулируется путём изменения частоты вращения вала мотора *M2*, а усилие подъёма (подачи) – изменяется путём использования нескольких приводных звеньев (двигатель плюс зубчатое колесо) и увеличением момента на двигателе.

При выборе спуско-подъемного комплекса (СПК) установки для ремонта скважин, в состав которого входит реечный механизм подачи, были проведены математические исследования различных вариантов конструктивного исполнения.

В качестве объекта выбран универсальный подъемный агрегат для бурения и ремонта скважин УПА-100 грузоподъемностью 1000 кН.

В процессе исследования выбраны следующие направления совершенствования:

- удлинение мачты, связанное с применением СВП;
- замена телескопической мачты на цельную конструкцию;
- расположение рейки по внешней стороне мачты для обеспечения возможности варирования размерами шестерни;
- расположение рейки симметрично с двух сторон мачты для снижения на нее нагрузки;
- применение гидромотора для привода шестерни;
- возможность установки нескольких гидродвигателей с целью снижения нагрузки на шестерню и уменьшения ее размеров.

Целью исследования является выбор компоновки реечного механизма подачи для обеспечения эффективной работы установки капитального ремонта с системой верхнего привода.

Библиографический список

1. Порожский К.П., Гаврилова Л.А., Эшпейн В.Е. Техника и технология бурения нефтяных и газовых скважин. Ч. 2. Вращатели и механизмы подачи буровых установок/ учебно-методический электронный комплекс. – Екатеринбург: Изд.-во УГТУ, 2016. – 68 с.
2. Порожский К.П., Гусман А.М. Б90 Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование: Научное издание. – Екатеринбург: Изд.-во УГТГА, 2002. – 592 с.
3. Гаврилова Л.А. К вопросу влияния компоновки СПК установки на продолжительность и энергоёмкость процесса ремонта скважин. / Горный информац.-аналитич. бюллетень, №8. – МГТУ, 2000.
4. Гаврилова Л.А., Белов С.В. Системный подход при обосновании параметров бурового оборудования. / Технологическое оборудование для горной и нефтяной

промышленности: сборник трудов XII международной научно-техн. конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. – Екатеринбург: УГГУ, 2014. – С. 212–213.

5. Эпштейн В.Е. Буровое оборудование Основные направления развития и совершенствования. / Бурение и нефть, 2016, №4. – С. 3–6.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА В СИСТЕМЕ ВИЗУАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ XCOS

Голованов А.С., Раевская Л.Т.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

В учебных целях с помощью пакета *Xcos* программного комплекса *Scilab* выполнено моделирование процесса флотации. Экспериментально подтверждена высокая достоверность виртуальной модели.

Ключевые слова: имитационное моделирование, *Xcos*, *Scilab*, флотация, виртуальная модель, передаточная функция, уравнение регрессии, сходимость.

Замена реального объекта моделью – моделирование – позволяет проводить эксперименты в ситуациях, когда планирование экспериментальных исследований на реальных системах нецелесообразно, опасно или дорого. Модели являются одним из лучших средств исследования и прогноза поведения систем различного рода: механических, электроэнергетических, экономических. Из всех видов моделирования в технике чаще реализуют математическое моделирование. Согласно классификации Советова Б.Я. [1], этот вид моделирования делится на аналитическое, комбинированное и имитационное.

Имитационным моделированием – это воспроизведение на компьютере процесса функционирования системы с учетом ее взаимодействия с внешней средой. В связи с повсеместным развитием современных компьютерных технологий существенно изменились подходы к решению проблем проектирования сложных технических систем. Основная задача имитационного моделирования – это создание таких моделей, которые достаточно полно и точно отражают свойства объектов оригиналов, поддаются исследованию и допускают возможность переноса результатов исследований на оригиналы. Последнее особенно удобно при проведении исследований сложных механических, гидравлических, теплотехнических и электроэнергетических систем и комплексов.

В данной работе нами было проведено исследование модели с целью оптимизации на основе имитационного моделирования в программном комплексе *Scilab*.

Пакет визуального моделирования *Xcos* программного комплекса *Scilab* представляет собой графическую интерактивную среду, с помощью которой можно производить моделирование, имитацию и тестирование, анализ динамических систем при помощи блоков.

В пакете *Xcos* моделируемый объект (система, устройство, процесс) представляется графически блок-схемой, включающей блоки элементов системы и связи между ними. Функциональные блоки элементов моделируемой системы могут, в свою очередь, представлять вложенные подсистемы со своей организацией, образуя иерархические структуры. Ценность *Xcos* заключается и в обширной, открытой для изучения и модификации библиотеке компонентов (блоков). Библиотека включает в себя источники сигналов с практически любыми временными зависимостями, масштабирующие, линейные и нелинейные преобразователи с разнообразными формами передаточных характеристик, квантующее устройство, интегрирующие и дифференцирующие блоки и т. д. Как программное средство *Xcos* – типичный представитель визуально-ориентированного языка программирования [2]. Практически для всех блоков существует возможность индивидуальной настройки: можно изменять как внутренние параметры блоков (количество входов) так и их внешний вид (размер). Если этих средств *Xcos* окажется недостаточно, в модель могут быть включены инструменты, которые входят в состав ядра *Scilab* или других компонентов пакета [3].

В учебных целях нами было проведено исследование модели с целью оптимизации на основе имитационного моделирования в программном комплексе *Scilab*. В данной работе знакомство с возможностями цифрового имитационного моделирования средствами *Xcos* осуществляется на примере простейшей замкнутой системы регулирования уровня (флотомашина) с отрицательной ОС, включающей объект управления (ОУ) в виде инерционного звена 1-го порядка с запаздыванием и управляющего устройства (УУ), представляющего ПИ-регулятор (см. рис.1)

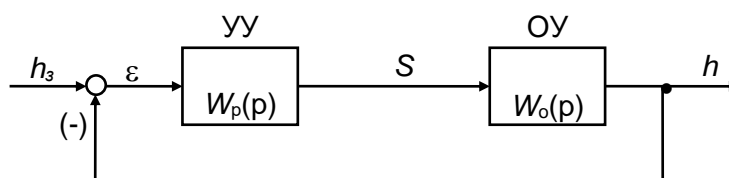


Рис. 1. Формальная модель системы

Регулируется уровень пульпы h путём изменения положения S регулируемого шибера в разгрузочном кармане флотомашины.

Флотационные машины предназначены для проведения процесса разделения мелких твердых частиц в водной суспензии (пульпе) или растворе, основанного на «избирательной концентрации (адсорбции) частиц на границах раздела фаз в соответствии с их поверхностной активностью или смачиваемостью [4]. Флотация как один из методов обогащения полезных ископаемых применяется в основном в обогатительной, металлургической, топливно-энергетической отраслях промышленности.

Функционирование модели задавалось передаточными функциями, которые, по сути, являются особой формой записи дифференциальных

уравнений в операторной форме. Передаточные функции, составленные для управляющего устройства и объекта управления, показаны ниже.

Передаточная функция объекта управления (флотомашины)

$$W_o(s) = \frac{k_o}{T_o s + 1} e^{-\tau_o s}, \quad (1)$$

где k_o – коэффициент передачи объекта управления; T_o – постоянная времени объекта управления; τ_o – время запаздывания. Данный объект может быть представлен в виде последовательного соединения инерционного звена 1-го порядка с передаточной функцией $W = k_o / (T_o p + 1)$ и звена запаздывания с передаточной функцией $W = e^{-\tau p}$.

Передаточная функция управляющего устройства (ПИ-регулятора)

$$W_p(s) = k_p + \frac{1}{T_i s}, \quad (2)$$

где k_p – передаточный коэффициент регулятора; T_i – время интегрирования.

В соответствии с функциями (1) и (2) собиралась схема устройства, приведенная на рисунке 2. Целью исследования был исследование динамических свойств системы и подбор таких параметров управляющего устройства и объекта моделирования, которые бы минимизировали время переходного процесса. В качестве факторов при планировании эксперимента были выбраны параметры k_p , T_i , k_o , основными уровнями которых были значения 1,5; 6,0; 1,2, соответственно. Интервалы варьирования составили для k_p и k_o величину – 0,1, а для T_i – 1.

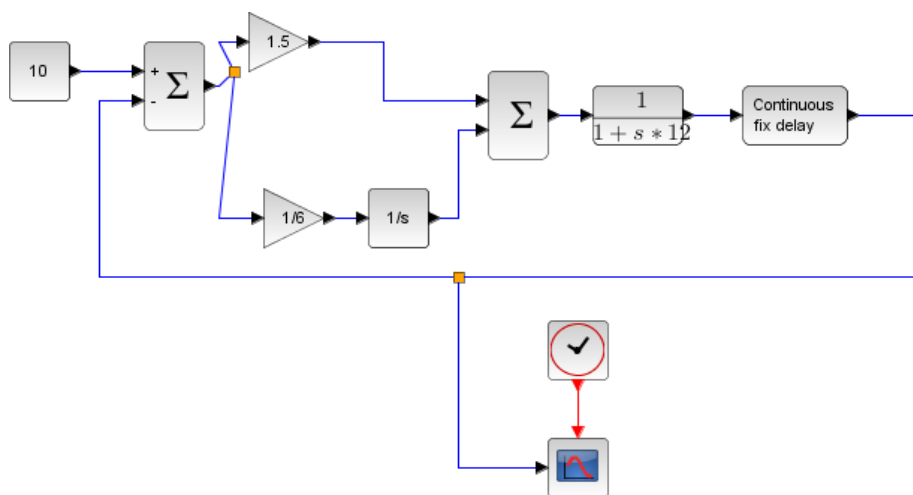


Рис.2. Схема устройства

План эксперимента представляет собой набор кодированных факторов для постановки каждого эксперимента. В нашем случае в матрице планирования число экспериментов было равно $N = 2^3 = 8$. Откликом системы y было время переходного процесса в секундах. Пример полученных графических зависимостей высоты пульпы от времени приведен на рисунке 3

(заданной значение высоты пульпы составляло 10 см). Экспериментальные данные и результаты расчета по уравнению регрессии приведены в табл. 1.

Таблица 1.

$y^{\text{ЭКСП}}, \text{с}$	11	15	14	12	17	15	17	20
$y^{\text{ТЕОР}}, \text{с}$	11	14,7	13,8	11,8	16,9	13,7	16,9	19,7

Уравнение регрессии после расчета коэффициентов получено в виде

$$y(x)^{\text{ТЕОР}} = 15 - 1,62x_1 - 1,87x_2 - 0,87x_3 - 0,12x_1x_2 - 0,12x_1x_3 + 0,62x_2x_3, \quad (3)$$

где x_i – соответствующие факторы.

Из соотношения (3) следует, что взаимное влияние первого со вторым и третьим фактором слабо. Теоретические значения времени переходного процесса приведены в табл. 1. Из таблицы видно, что минимальное время переходного процесса оказалось для первого набора уровней факторов, которому соответствуют оптимальные значения параметров равные $k_p = 1,6$; $T_n = 7$; $k_o = 1,3$. При данном наборе значений параметров через 11 с наступает установившийся режим работы.

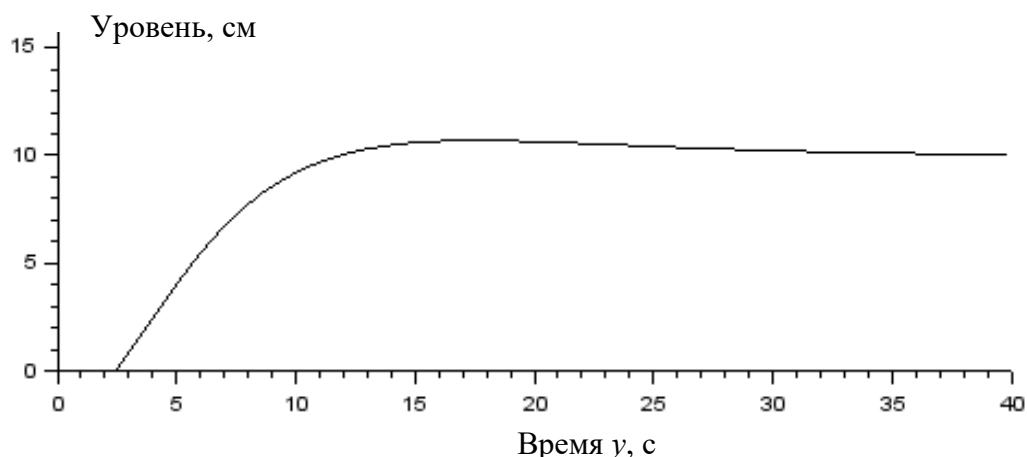


Рис. 3. Зависимость высоты уровня пульпы от времени

Таким образом, из полученных вычислений мы видим, что теоретические значения времени переходного процесса, полученные при обработке данных, близки к экспериментальным значениям при имитационном моделировании, что указывает на высокие показатели качества данной системы управления флотомашинной при переходном процессе в динамическом режиме.

Библиографический список

1. Советов Б.Я. Яковлев С.А. Моделирование систем. – М.: Высшая школа, 2001.
2. Моделирование систем в программной среде Scilab & Xcos 5.5.1 [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.kv.by/content/334597->

modelirovanie-sistem-v-programmnoi-srede-scilab-xcos-551. Дата обращения: 21.04.2019 г.

3. Имитационное моделирование в среде Xcos системе Scilab [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.metod-kopilka.ru/imitacionnoe-modelirovanie-v-srede-cos-sisteme-scilab-70596.html>. Дата обращения: 22.04.2019 г.
4. Конструкции и принцип работы флотационных машин [Электронный ресурс].–URL:<https://megalektsii.ru/s29996t6.html> Дата обращения 12.04.2019

ГЕОМЕТРИЯ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ КУЛАЧКА ДВИГАТЕЛЯ АКСИАЛЬНО РЕВЕРСИВНОГО

Золкин А.П.¹, Золкина Л.А.²

¹ ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

² ФГБОУ ВО «Уральский государственный лесотехнический университет»

Двигатель аксиально реверсивный (ДАР) является кулачковым механизмом с двухсторонним торцовым цилиндрическим кулачком и роликовыми толкателями. Рабочие поверхности кулачка имеют весьма сложную конфигурацию, в связи с чем для их обработки необходим тщательный расчёт.

Ключевые слова: двигатель аксиально реверсивный, кулачок, ролик, колебание, шлифование, криволинейная поверхность.

Двигатель аксиально реверсивный (ДАР) является кулачковым механизмом с двухсторонним торцовым цилиндрическим кулачком и роликовыми толкателями. Торцы кулачка одновременно шлифуются цилиндрическими кругами радиуса $r_{\text{ш}}$. Оси кругов параллельны и пересекают ось кулачка OZ под прямым углом. В конце процесса шлифования расстояние между осями кругов равно $2b$. Расстояние от OZ до плоскости среднего сечения круга равно $r_{\text{ш}}$.

При шлифовании круги участвуют в 3-х движениях: оси кругов равномерно вращаются вокруг OZ ; совершают за оборот вокруг OZ три цикла гармонических колебаний в направлении оси OZ с амплитудой a ; вращаются вокруг собственных осей, обеспечивая шлифования. Последнее движение не влияет на геометрию рабочей поверхности и далее не рассматривается.

Введём правую декартову систему осей координат $OXYZ$. Положительное направление на оси OZ выберем произвольно. Плоскость OXY совместим со срединной плоскостью кулачковой шайбы. Торец, нормаль к которому совпадает с направлением оси OZ , именуем положительным. Плоскость OXZ проведём через любую из вершин положительного торца. Ось OX направим в сторону выбранной вершины.

После обработки на каждом торце кулачка возникает кольцевая дорожка с тремя одинаковыми волнами, причём вершине дорожки одного торца отвечает дно впадины другого. Рабочая поверхность волнистой кольцевой дорожки является огибающей семейства цилиндрических поверхностей шлифовального круга на конечном этапе обработки. Среднее нормальное сечение круга создаёт при движении в процессе обработки пространственное семейство окружностей радиуса $r_{\text{ш}}$. След, оставленный на кольцевой дорожке семейством окружностей, является огибающей этого семейства:

$$\begin{cases} X_{B(H)}(\varphi) = r_{\text{ц}} \cos \varphi \mp r_{\text{ш}} \sin \varphi w(3\varphi) \\ Y_{B(H)}(\varphi) = -r_{\text{ц}} \sin \varphi \pm r_{\text{ш}} \cos \varphi w(3\varphi) \\ Z_{B(H)}(\varphi) = \pm b + a \cos 3\varphi \mp cr_{\text{ш}} (\sin^2 3\varphi + c^2)^{-0.5}, \end{cases} \quad (1)$$

где φ – угол поворота оси круга вокруг оси OZ , отсчитанный от OX ; $c = r_{\text{ц}}/(3a)$ – постоянная; $w(3\varphi)$ равно

$$w(3\varphi) = \sin 3\varphi (\sin^2 3\varphi + c^2)^{-0.5}. \quad (2)$$

В уравнениях (1) верхний знак в \pm (или \mp) относится к дорожке верхнего торца.

Огибающая семейства цилиндрических поверхностей шлифовального круга является линейчатой поверхностью. Используя параметрическое представление линейчатой поверхности уравнение рабочей поверхности кольцевой дорожки торца кулачка запишем в виде [1]

$$\bar{R}_{B(H)}(\varphi, s) = \bar{\rho}_{B(H)}(\varphi) + \bar{l}(\varphi)s. \quad (3)$$

Здесь: $\bar{\rho}_{B(H)}(\varphi)$ – радиус-вектор направляющей. Направляющей может служить любая замкнутая кривая на поверхности, последовательно пересекающаяся со всеми образующими. Индексы $B(H)$, указывающие взятый торец, далее опущены; $\bar{l}(\varphi)$ – единичный вектор образующей; s – расстояние до точки поверхности до направляющей, измеренное вдоль образующей, проведённой через эту точку.

Выберем в качестве направляющей след (1)

$$\bar{\rho}_{B(H)}(\varphi) = X(\varphi)\bar{i} + Y(\varphi)\bar{j} + Z(\varphi)\bar{k}. \quad (4)$$

В конце шлифования рабочая поверхность кулачка и цилиндрическая поверхность шлифовального круга контактируют своими образующими. Образующие шлифовального круга параллельны оси его цилиндрической поверхности. Единичный вектор оси шлифовального круга равен

$$\bar{l}(\varphi) = \cos \varphi \bar{i} + \sin \varphi \bar{j}. \quad (5)$$

Линейчатая поверхность называется косо́й, если векторы не лежат в одной плоскости (не компланарны): $[\bar{l}, \bar{l}', \bar{\rho}'] \neq 0$.

В случае выбора в качестве направляющей произвольной замкнутой кривой, в уравнение косо́й линейчатой поверхности будут входить параметры, однозначно определяющие выбор этой кривой. Уравнение косо́й линейчатой поверхности можно упростить, если построить горловую линию и выбрать в качестве направляющей

$$\bar{\Gamma}(\varphi) = \bar{\rho}\varphi - \frac{\bar{\rho}'(\varphi)\bar{l}'(\varphi)}{[\bar{l}'(\varphi)]^2} \bar{l}(\varphi). \quad (6)$$

Здесь точкой обозначено скалярное произведение, штрихом обозначена производная вектора по углу φ .

Дифференцируя векторы (4) и (5) по параметру φ и подставляя результаты в (6), получаем параметрическое уравнение горловой линии

$$\begin{aligned} \bar{\Gamma}(\varphi) = & \pm r_{\text{ш}} [\sin \varphi w(3\varphi) - \cos \varphi w'(3\varphi)] \bar{i} \mp r_{\text{ш}} [\cos \varphi w(3\varphi) - \sin \varphi w'(3\varphi)] \bar{j} + \\ & + (ba \cos 3\varphi \mp r_{\text{ш}} c (\sin^2 3\varphi + c^2)^{-0.5} \bar{k}. \end{aligned} \quad (7)$$

Параметр распределения для рабочей поверхности дорожки торца кулачка находим по формуле [1]

$$p = [\bar{l}(\varphi), \bar{l}'(\varphi), \bar{\rho}'(\varphi)] [\bar{l}'(\varphi)]^{-2}. \quad (8)$$

Здесь в квадратных скобках в числителе стоит смешанное произведение векторов. Подставив в (8) выражения векторов $\bar{l}, \bar{l}', \bar{\rho}'$ находим параметр распределения линейчатой поверхности ДАР в виде

$$p = Z'(\varphi). \quad (9)$$

Библиографический список

1. Рашевский П.К. Курс дифференциальной геометрии. – М.-Л.: ГИТТЛ, 1950. – 428 с.

УДК 622 23.05

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СКИПОВОЙ ПНЕВМОПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

А. А. Леонтьев, В. М. Таугер

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Теоретические исследования показали перспективность использования скиповых пневмоподъемных установок. Работа посвящена повышению их энергоэффективности за счёт снижения аэродинамического сопротивления трубопровода.

Ключевые слова: рудник, главный подъём, скип, трубопровод, воздушный поток, аэродинамическое сопротивление.

Недостаток перспективных систем, названных скиповыми пневмоподъемными установками (СППУ) [1], состоит в необходимости высокого давления воздуха, создаваемом воздуходувкой, из-за значительного аэродинамического сопротивления, вызванного столбом воздуха над грузённым скипом. Поэтому снижение энергозатрат путём уменьшения аэродинамического сопротивления в подъёмном трубопроводе следует считать актуальной задачей.

Предложено техническое решение, которое заключается в том, что при движении скипа в стенке подъёмного трубопровода выполнены нормально открытые люки, крышки которых закрываются при приближении скипа.

Подъёмный трубопровод содержит трубу 1 и воздуходувку 3 (рис. 1, *a*). В стенке трубы 1 выполнены с шагом, равным l , люки 4 с крышками 5. Общее число люков равно n . В трубу помещён скип 2. Крышка 5 включает щит 6 (рис. 2), шарнирно закреплённый на стенке трубы 1, и электропривод, состоящий из смонтированного на стенке трубы 1 мотор-редуктора 7 и жёстких звеньев 8 и 9. Щит 6 имеет внутреннюю цилиндрическую поверхность с радиусом кривизны, равным внутреннему радиусу трубы. При закрытой крышке 5 внутренняя поверхность щита 6 является частью внутренней поверхности трубы 1 и не препятствует движению скипа.

Сигналы на включение и выключение мотор-редуктора поступают от системы управления установкой (на рис. 1 не показана).

Работает предлагаемая установка следующим образом.

На рис.1, *а* показано начало подъёма скипа 2. Скип находится в нижнем положении, крышки 5 всех люков 4 повёрнуты в положение, соответствующее открытому люку.

Затем под скип 2 от воздуходувки 3 подаётся воздух под давлением, и начинается подъём скипа. При приближении скипа к нижнему люку 4 на расчётное расстояние система управления установкой включает мотор-редуктор 7 на закрывание, звено 8 поворачивается против часовой стрелки, и посредством звена 9 крышка 5 закрывает люк 4. Скип проходит мимо закрытого люка 4 (рис. 1, *б*), и на протяжении всего дальнейшего подъёма люк остаётся закрытым.

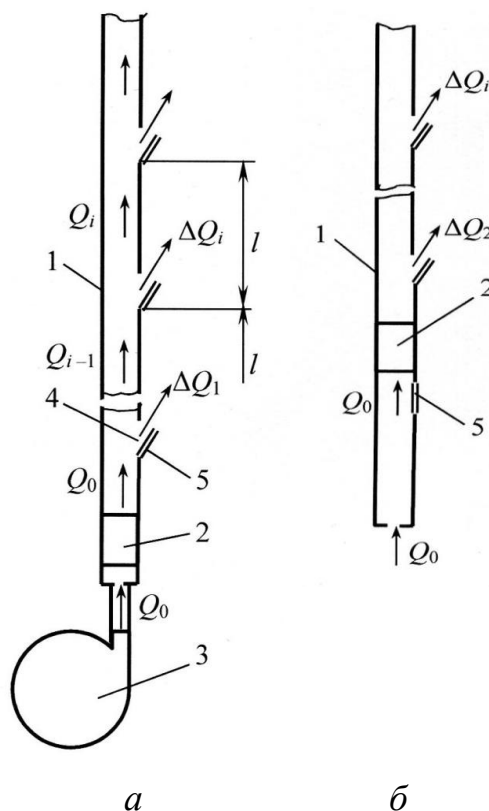


Рис. 1. Подъемный трубопровод

Аналогичным образом последовательно закрываются (и остаются закрытыми) все люки, мимо которых проходит поднимающийся скип. К моменту прибытия скипа на верхнюю приёмную площадку (на рис.1 не показана) все люки будут закрыты.

Скип прибывает на верхнюю приёмную площадку, после чего система управления установкой включает мотор-редукторы 7 на открывание. Звенья 8 поворачиваются по часовой стрелке, и посредством звеньев 9 крышки 5 открывают люки 4.

Экономия энергопотребления, которая достигается с помощью предлагаемого технического решения, можно оценить следующим образом.

Расход воздуха, поступающий в трубу 1 от воздуходувки 3, равен Q_0 . Скип начинает движение, и перед ним на отрезке трубы до люка 4 устанавливается расход, также равный Q_0 .

Через люк 4 часть расхода Q_0 , равная ΔQ_1 , выходит из трубы в атмосферу, и, таким образом, расход выше люка 4 становится равным

$$Q_1 = Q_0 - \Delta Q_1. \quad (1)$$

Расход воздуха на произвольно взятом отрезке трубы выше скипа равен

$$Q_i = Q_{i-1} - \Delta Q_i, \quad (2)$$

или, перейдя от расхода к средней скорости в сечении,

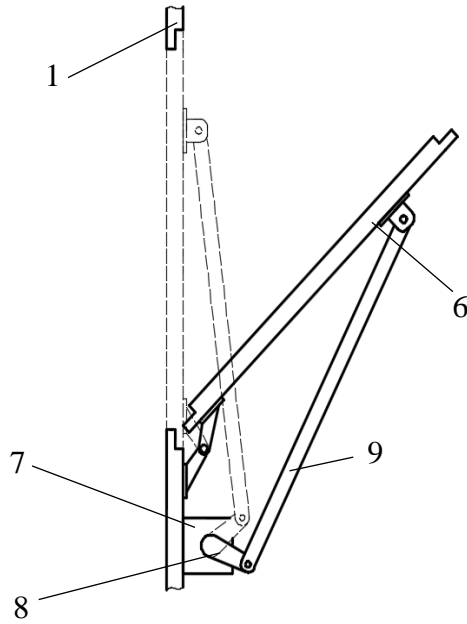


Рис. 2. Конструкция люка

$$v_i = \frac{4}{\pi d^2} (Q_{i-1} - \Delta Q_i),$$

(3)

где d – внутренний диаметр трубы.

Плотность воздуха вдоль потока изменяется незначительно, поэтому для определения сопротивления Δp_i отрезка l между люками $i - 1$ и i (считаем люки равномерно распределёнными по длине трубы) справедлива формула Дарси – Вейсбаха [2]:

$$\Delta p_i = \lambda_i \frac{l}{d} \rho \frac{v_i^2}{2} = \lambda_i \frac{8l\rho}{\pi^2 d^3} (Q_{i-1} - \Delta Q_i)^2, \quad (4)$$

где λ_i – коэффициент гидравлического (аэродинамического) сопротивления трубы на i -ом участке; ρ – плотность воздуха в потоке выше скипа.

Полное аэродинамическое сопротивление трубы со всеми открытыми люками для нижнего расположения скипа

$$\Delta p' = \frac{8l\rho}{\pi^2 d^3} \sum_{i=1}^n \lambda_i (Q_{i-1} - \Delta Q_i)^2, \quad (5)$$

где n – номер последнего люка.

Сопротивление трубы со сплошной стенкой (без люков 4) равно

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d} \rho \frac{v_0^2}{2} = \lambda \frac{8L\rho Q_0^2}{\pi^2 d^3}, \quad (6)$$

где λ – коэффициент гидравлического (аэродинамического) сопротивления трубы длиной L , примерно равной глубине шахтного ствола; v_0 – средняя скорость в сечении трубы при расходе Q_0 .

Когда скип находится на начальном участке трубы, снижение аэродинамического сопротивления приведёт к уменьшению мощности, потребляемой воздуходувкой, на величину

$$\Delta P = \frac{(\Delta p - \Delta p') Q_0}{\eta} = \frac{8\rho Q_0}{\pi^2 d^3 \eta} [\lambda L Q_0^2 - l \sum_{i=1}^n \lambda_i (Q_{i-1} - \Delta Q_i)^2], \quad (7)$$

где η – КПД воздуходувки.

Таким образом, использование разгрузочных люков позволит снизить энергозатраты скиповой пневмоподъемной установки за счёт снижения аэродинамического сопротивления трассы.

Библиографический список

1. Таугер В. М., Волков Е. Б., Холодников Ю. В. Скиповая пневмоподъемная установка повышенной энергоэффективности. / Изв. вузов. Горный журнал, 2017, № 2. – С. 77 – 83.

2. Бебенина Т.П. Гидромеханика: Конспект лекций. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2016. – 224 с.

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ПРОЦЕССА ВИБРАЦИОННОГО ГРОХОЧЕНИЯ

Ляпцев С.А., Волков Е.Б., Ситдикова С.В.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Рассмотрена физика процесса взаимодействия частицы с виброгрохотом. Построена математическая модель, на основании которой показано, что процесс следует разделять на два этапа: удары с отскоком и вибротранспортирование.

Ключевые слова: грохот, вибрация, частица, упругий удар, отскок, сито, просеивание, транспортирование.

Основную массу грохотов, использующихся в горной промышленности, составляют вибрационные грохоты. Для исключения забивания и засорения ячеек сетки разделительной поверхности, сквозь которую происходит просеивание, она совершает колебания [1]. При разработке математической модели движения частиц разделяемого материала вдоль вибрирующей поверхности грохота предположим, что:

- колебания происходят в вертикальной плоскости для создания направленного потока движения частиц вдоль поверхности сетки и избежания их сваливания в сторону;
- колебания происходят вдоль прямой, наклоненной относительно сетки;
- вид колебаний – свободные, гармонические, т. е. их амплитуда и частота имеют постоянные значения.

Данные предположения вносят упрощения в описание процесса грохочения и позволяют составить достоверные уравнения движения в наиболее компактной форме, не вносящие принципиальной разницы в качественное описание траектории движения исследуемой частицы.

Опишем движение вибрирующей поверхности грохота двумя координатами (X, Y) , считая это движение поступательным. Тогда проекции скорости $V_{\text{пер}} = (\dot{X}, \dot{Y})$, а ускорение $a_{\text{пер}} = (\ddot{X}, \ddot{Y})$. Поэтому проекция на нормаль относительной скорости частицы перед ударом, выглядит следующим образом: $V_y = \dot{Y} + V \cos \alpha$, а после удара $U_y = \dot{Y} - U \cos \beta$, причем $\alpha_{i+1} = \arctg \frac{V_x}{V_y}$ [2].

На рис. 1 представлена расчетная схема удара частицы о вибрирующую поверхность.

Направление силы трения зависит от направления относительной скорости частицы. Поэтому если $V_{\text{отн}}^x > 0$, то сила трения направлена против оси X . Если $V_{\text{отн}}^x = 0$, то трения нет вообще. Если $V_{\text{отн}}^x < 0$, то трение – в направлении оси X .

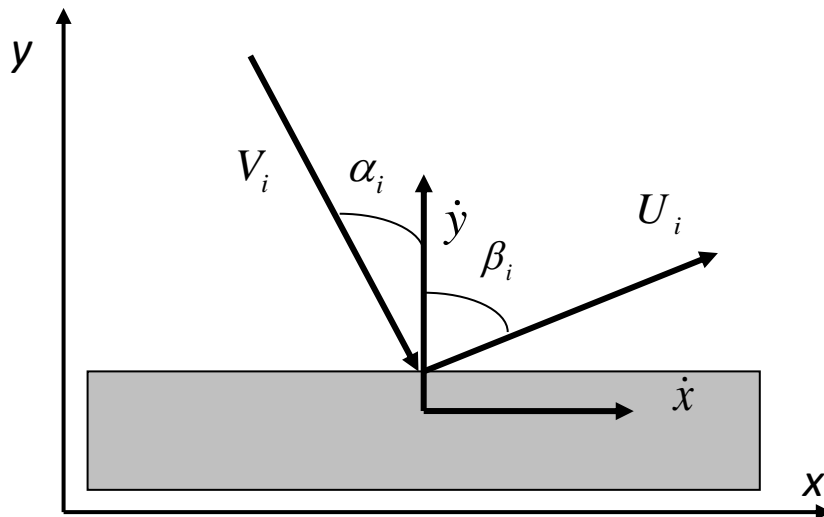


Рис. 1. Схема удара частицы о вибрирующую поверхность

Обозначая угол наклона поверхности через φ , запишем дифференциальные уравнения относительного движения частицы в проекциях на оси x и y , показанные на рис. 1:

$$\begin{cases} ma_{\text{отн}}^x = mg \sin \varphi - ma_{\text{пер}}^x, \\ ma_{\text{отн}}^y - mg \cos \varphi - ma_{\text{пер}}^y, \end{cases} \quad (1)$$

отсюда получим

$$\begin{cases} \ddot{x} = g \sin \varphi - \ddot{X}, \\ \ddot{y} = -g \cos \varphi - \ddot{Y}. \end{cases} \quad (2)$$

Таким образом, исследование движения частицы сводится к численному моделированию многократного чередования ударов этапов их свободного полета с учетом переносного движения поверхности грохота.

Уравнения относительного движения проинтегрированы на компьютере для различных горных пород и различных конструктивных и режимных параметров.

Для вибрационного грохота VS-1230 (рис. 2) приведен один из вариантов траектории относительного движения частицы (рис. 3).

Технические характеристики представленного грохота приведены ниже, в табл. 1.

Амплитуду, частоту и угол наклона в данном грохоте можно изменять. Например, пределы изменения угла наклона этого грохота составляют $10...20^\circ$.

Используя вышеприведенную математическую модель, по представленным в табл. 1 техническим характеристикам было смоделировано движение частицы в рабочем пространстве вибрационного грохота для усредненных значений упругих и фрикционных характеристик горных пород, представленных в работе [3]. Исходные данные: частица была свободно отпущена с высоты 0,3 м; угол наклона решетки грохота составлял 15° .



Рис. 2. Грохот вибрационный VS-1230

Таблица 1

Технические характеристики вибрационного грохота VS-1230

Модель	Площадь грохочения, мм	Число сит, шт.	Размер отверстий сит грохота, мм	Размерность кусков, мм	Амплитуда вибрации, мм	Производительность, т/ч	Мощность, кВт	Частота вибрации, Гц	Вес, т
VS-1230	1200×3000	2–4	3–50	200	3–8	20–80	5,5	16,16	2,8

На рис. 3 представлена траектория движения частицы в вибрационном грохоте VS-1230 (рис. 2). Из анализа траектории следует, что частица о рабочую поверхность грохота ударилась только три раза, затем перешла в режим скольжения. Угол падения частицы после второго удара превысил критический угол, рассчитанный по методике, представленной в работе [4]. Поэтому, если ее проваливание не произойдет после двух ударов, то частица, будучи «легкогрохотимой», просеивается сквозь решетку грохота, находясь в режиме скатывания или скольжения.

Для представленных исходных данных вид движения рудной частиц мало отличается от движения в неподвижном грохоте. Траектория движения частицы в неподвижном грохоте построена на рис. 4 при тех же самых параметрах, как для вибрационного грохота, но в отсутствии динамических характеристик рабочей поверхности установки.

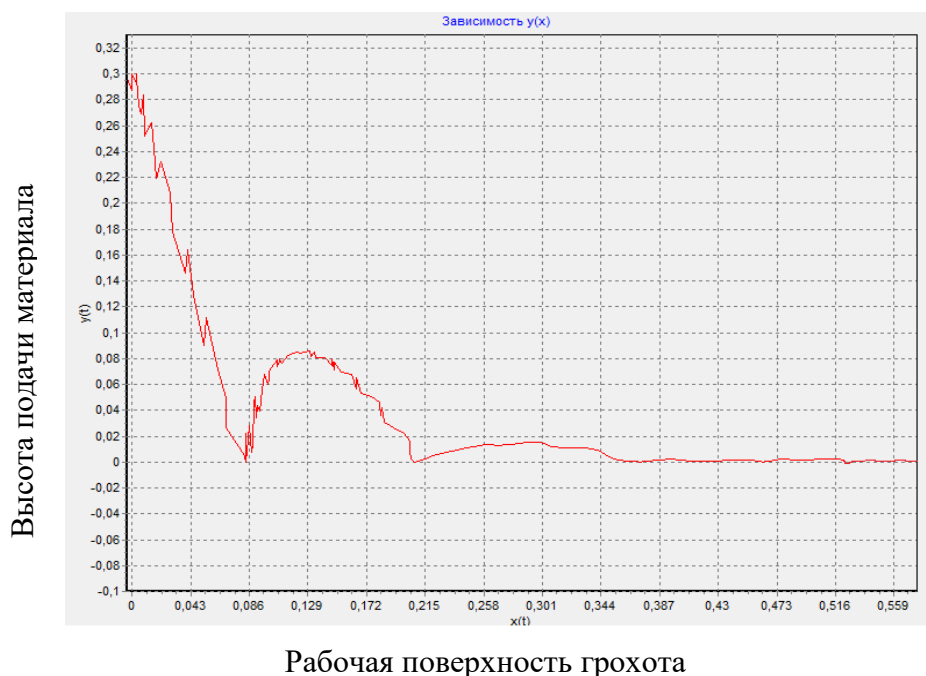


Рис. 3. Траектория движения частицы на поверхности вибрационного грохота

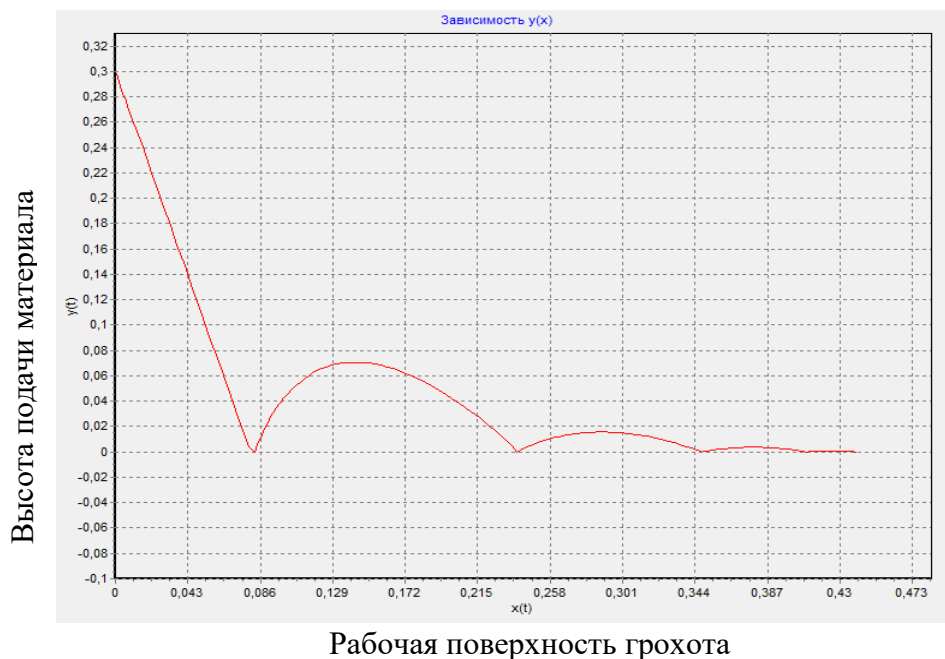


Рис. 4. Траектория движения частицы на поверхности неподвижного грохота

Сравнивая графики движения частицы на рис. 3 и рис. 4, можно заметить, что на гладкую траекторию движения частицы в неподвижном грохоте накладываются вынужденные вибрации сетки грохота с небольшой амплитудой и частотой.

Оценивая в данном примере вероятность прохождения частицы по формуле [5]:

$$\varepsilon = (1 - (1 - L)^n) \cos \varphi, \quad (3)$$

получим значение, соответствующее 85 %. Т. е. при размере частицы, который меньше размеров отверстия сита (легкогροхотимая), вероятность ее прохождения сквозь сетку грохота составит около 85 %. Сделанные выводы справедливы, когда речь идет о движении одной частицы.

Если на решетку подается массив частиц, который включает в себя зерна, размер которых превышает размер отверстий сита, то при данных фрикционных характеристиках и при относительно небольшом угле наклона сита в 15 градусов, произойдет закупоривание сетки, «затрудняющими» зернами, что явно приведет к снижению эффективности классификации.

Решить эту проблему можно путем регулировки скорости вращения вибрационного привода. Так как от вибрационных характеристик грохота зависит дальнейшее перемещение частиц вдоль вибрирующей поверхности после окончания серии их ударов. Амплитуда и частота колебаний при малых углах наклона способствует не только удалению частиц, забивших отверстия

сетки, но и удалению частиц, размер которых превышает размеры отверстий сита.

Таким образом, процесс классификации материала по крупности целесообразно разделить на два этапа. Т.к. в ряде случаев материал на сетку подается с некоторой высоты, и движение частицы сводится к чередованию ударов – первый этап. Далее, частица переходит в режим вибротранспортирования – второй этап. Определение вероятности проваливания частиц сквозь сита грохота на втором этапе в совокупности с чередованием ударов на первом этапе могут составить основу нового подхода к определению эффективности грохочения теоретическим путем.

Библиографический список

1. Авдохин В.М. Основы обогащения полезных ископаемых. Обогащительные процессы: учебник для вузов. В 2 т. / В.М. Авдохин. – Т. 1. – М.: Московский государственный горный университет, 2006. – 417 с.

2. Волков Е.Б. Исследование движения рудной частицы в вибрационном грохоте / Е.Б. Волков, С.А. Ляпцев // Материалы Международной научно-практической конференции «Уральская горная школа – регионам». – Екатеринбург: УГГУ, 2011. – С. 370–371.

3. Ляпцев С. А., Волков Е.Б. Определение эффективного значения угла рабочей поверхности пассивного грохота / Сборник докладов X Международной научно-технической конференции «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности». Екатеринбург: УГГУ, 2012. С. 138–143.

4. Ляпцев С. А., Волков Е.Б. Связь вероятности прохождения частиц горных пород сквозь решетку грохота с эффективностью грохочения (научная статья) Печатная Фундаментальные исследования. 2014. № 6 (часть 3). С. 463 – 466.

5. Волков Е.Б. Обоснование конструктивных и режимных параметров вибрационных грохотов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06. Защищена 16.10.2015. Утв. 31.03.2016 / Е.Б. Волков. – Екатеринбург: УГГУ, 2015. – 111 с.

УДК 622.445

АДДИТИВНОСТЬ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО И ПРОЧНОСТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Макаров В.Н., Таугер В.М, Лифанов А.В., Макаров Н.В., Чураков Е.О.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Показано, что проектирование вентиляторов системы воздушного охлаждения включает в себя взаимосвязанные компоненты – аэродинамический расчёт и проверку на прочность и жёсткость. Выведены основные соотношения, позволяющие сформировать методику математического моделирования вентиляторов.

Ключевые слова: аэродинамика, осевой вентилятор, рабочая лопатка, математическая модель, режим работы, прочность, жёсткость, частота колебаний.

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) относятся к востребованным компонентам целого ряда технологических процессов, поэтому разработку методов их проектирования следует считать актуальной задачей. Одним из основных компонентов АВО является осевой вентилятор.

Проектирование вентилятора состоит из двух взаимосвязанных этапов: аэродинамического моделирования и прочностного расчёта.

Аэродинамическое моделирование вентилятора определяет совокупность геометрических параметров элементов его проточной части, необходимые для конструирования вентилятора [1].

1. Выбор конструктивной схемы и определение расчетных параметров вентилятора, включая диаметр и частоту вращения, исходя из заданных значений давления, производительности и потерь давления в элементах,

соединяющих вентилятор с сетью. В отдельных случаях при выборе схемы вентилятора и расчетных параметров учитываются требования к форме характеристики, регулированию поворотом лопаток, реверсированию течения, уровню шума.

2. Расчет течения, кинематики потока, треугольников скоростей перед лопаточными венцами и за ними по радиусу. Профилирование лопаточных венцов – определение их геометрии, позволяющей реализовать данное течение в расчетной точке при наименьших потерях давления, т. е. с наибольшим КПД.

3. Оптимизация режима работы вентилятора совместно с воздухопроводом, уточнение расчетных режимов работы совместно с тепло-охлаждающей поверхностью, разработка средств минимизации остаточной циркуляционной скорости.

4. Итоговые аэродинамические испытания по результатам корректировки аэродинамической схемы вентилятора и вентиляторной установки [2].

Уравнение, подтверждающее существенное влияние аэродинамического качества вентиляторной установки на ее коэффициент полезного действия, может быть представлено в виде:

$$\Delta\eta' = \frac{(\varphi_a - \varphi_{2a})^2}{\varphi_{2a}} \left[M_\mu + \frac{2\xi}{\Psi_T} (\varphi_{2a} + 2\varphi_{2a \text{ опт}}) \right], \quad (1)$$

где $\Delta\eta'$ – изменение КПД вентиляторной установки; $\Delta\eta$ – изменение КПД вентилятора; φ_a – коэффициент расходной скорости вентиляторной установки; M_μ – приведенный коэффициент аэродинамического качества; ξ – коэффициент сопротивления проточной части вентиляторной установки; Ψ_T – коэффициент теоретического давления вентилятора.

При $\xi = 0$ и $2\varphi_{2a} = 2\varphi_{2a \text{ опт}}$ выражение (4.7) справедливо для $\Delta\eta$ собственно вентилятора. Из сравнения $\Delta\eta'$ и $\Delta\eta$, например, при равных отступлениях от соответствующих оптимальных значений φ_{2a} . Легко видеть, что $\Delta\eta'$ значительно превосходит $\Delta\eta$ и тем в большей мере, чем больше, в частности, $\frac{\xi}{\Psi_T}$.

Прочностное моделирование вентилятора для АВО включает в себя определение усилий, напряжений, деформации его элементов, частоты собственных колебаний, вероятность резонансных явлений, уточнение силовых схем и их оптимизация по результатам расчетов и экспериментальных исследований.

Полученные в результате аэродинамического моделирования геометрические параметры являются исходными данными для осуществления прочностных расчетов, конструктивных параметров, лопатки, формы и размеров хвостовика, которым лопатка закрепляется на втулке, размеров сопряжения хвостовика с пером.

Изгибающий момент от сил инерции в произвольном сечении пера на расстоянии x от корневого сечения определяется по формуле

$$M_\mu = \varepsilon\rho \int (r_0 + x) A_x x dx, \quad (2)$$

где ε – угловое ускорение колеса; ρ – плотность материала лопатки; r_0 – радиус втулки колеса; A_x – площадь поперечного сечения пера на расстоянии x от корневого сечения.

Наибольший изгибающий момент, развивающийся в корневом сечении, равен

$$M_{\text{и max}} = \varepsilon \rho \int_0^l (r_0 + x) A_x x dx, \quad (3)$$

где l – длина пера.

Наибольшие напряжения вызывает составляющая максимального момента $M_{\text{и}\xi}$:

$$M_{\text{и}\xi} = M_{\text{и max}} \sin \alpha, \quad (4)$$

где α – угол установки корневого сечения.

Аналогично выражается изгибающий момент от распределённой по длине пера аэродинамической силы q :

$$M_a = \int q_x (r_0 + x) dx;$$

$$M_{a \text{ max}} = \int_0^l q_x (r_0 + x) dx. \quad (5)$$

В формулах (4) M_a , $M_{a \text{ max}}$ – моменты в произвольном и корневом сечениях соответственно; q_x – значение аэродинамической силы на расстоянии x от корневого сечения. Направление аэродинамической силы считается перпендикулярным хорде профиля в данном сечении.

В тех случаях, когда ось колеса ориентирована вертикально, собственный вес лопатки учитывается следующим образом.

Момент силы тяжести пера в сечении на расстоянии x от корневого

$$M_G = \rho g \int A_x x dx, \quad (6)$$

где g – ускорение свободного падения.

В корневом сечении максимальный момент от силы тяжести $M_{G \text{ max}}$ и его составляющая $M_{G\xi}$ равны:

$$M_{G \text{ max}} = \rho g \int_0^l A_x x dx;$$

$$M_{G\xi} = M_{G \text{ max}} \cos \alpha. \quad (7)$$

Центробежная сила в корневом сечении равна

$$F_{\text{цб}} = \rho \omega^2 \int_0^l (r_0 + x) A_x dx. \quad (8)$$

В конце периода разгона изгибающий момент, созданный тремя факторами, имеет максимальную величину

$$M_{\xi \text{ max}} = M_{\text{и}\xi} + M_{a \text{ max}} \pm M_{G\xi}, \quad (9)$$

где знак плюс соответствует проточной, а знак минус – вытяжной схемам.

Условие прочности пера:

$$\sigma_0 = \frac{M_{\xi_{\max}}}{W_{\xi}} + \frac{F_{\text{цб}}}{A_0} \leq [\sigma], \quad (10)$$

где σ_0 – нормальное суммарное напряжение в корневом сечении; W_{ξ} – момент сопротивления корневого сечения изгибу относительно главной центральной оси ξ ; A_0 – площадь корневого сечения; $[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение для композита, выбранного в качестве материала лопатки.

Условие допустимости величины прогиба пера выражается соотношением

$$\Delta\lambda_{\max} = \int_0^l \int_0^l \frac{M_{\xi_{\max}}}{EJ_{\xi}} dx dx \leq [\Delta\lambda], \quad (11)$$

где $\Delta\lambda_{\max}$, $[\Delta\lambda]$ – максимальное и допускаемое значения прогиба пера соответственно.

Дополнительно может быть найдена частота собственных колебаний лопатки по рекомендациям [5]:

$$f_{\text{цб}} = \sqrt{f_0^2 + B \left(\frac{\omega}{2\pi} \right)^2}, \quad (12)$$

где B – поправочный коэффициент, зависящий от геометрических параметров лопатки; f_0 – частота собственных колебаний лопатки при $\omega = 0$.

Частота собственных колебаний определяется по формуле

$$f_0 = \frac{\lambda_{\phi}}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EJ_{\xi_0}}{\rho A_0}}, \quad (13)$$

где λ_{ϕ} – коэффициент формы лопатки, зависящий от соотношений площадей и моментов инерции корневого и концевого сечений; J_{ξ_0} – момент инерции корневого сечения относительно оси ξ .

Полученные геометрические параметры по результатам прочностного расчета используются для проведения компьютерного моделирования с использованием полной системы уравнений аэродинамики пространственного течения воздуха в вентиляторе для оптимизации его параметра.

Применение предложенной методики аддитивного проектирование позволило повысить коэффициент полезного действия вентилятора ОГМ.ВУ. 2.7-2.4 КЗ на 7%, снизив при этом массу рабочего колеса на 18%.

Библиографический список

1. Крюков Н.П. Аппараты воздушного охлаждения. – М.: Химия, 1983. – 168 с.
2. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1986. – 284 с.
3. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов: учебник для вузов. /Под ред. А.В. Александрова. – М.: Высш. шк., 2003. – 560 с.

4. Таугер В.М., Холодников Ю.В., Альшиц Л. Прогрессивные технологии производства композитных изделий. Универсальность и высокая производительность. – Саарбрюккен (ФРГ): LAP, 2014. – 110 с.

5. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин: справочник. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

УДК 622.753.1

ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ГИДРОВИХРЕВОГО СТРАТИФИКАТОРА ВЕНТУРИ

Макаров В.Н., Лифанов В.Н., Макаров Н.В., Чураков Е.О.,
Арсланов А.А., Пешкова И. Д.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Для практического решения задачи утилизации наночастиц ТМО в статье предложен гидровихревой стратификатор Вентури. Построена графоаналитическая модель расчёта его параметров. Эксперимент показал хорошую сходимость результатов расчёта с практикой.

Ключевые слова: гидровихревой стратификатор, наночастица, утилизация, фракция, графоаналитическая модель, эксперимент, сходимость.

Для практического решения задачи утилизации наночастиц ТМО в статье предложен гидровихревой стратификатор Вентури, обеспечивающий их разделение по фракциям с заданным медианным размером и дисперсией (см. рис. 1).

Гидровихревой стратификатор Вентури содержит загрузочный питатель 1, установленный над коллектором 2 пневмотранспортного трубопровода 3. В смесительной камере 4 установлен патрубок 5 для подачи сжатого воздуха и формирования на входе в коллектор 2 пневмотранспортного трубопровода 3

кипящего слоя сыпучего материала ТМО. На входе в сепаратор 7 установлен хонейкомб 6 для выравнивания скорости движения частиц. По оси сепаратора установлен вращающийся аэратор с гидровихревыми форсунками 8, а по его периметру расположен коллектор классификации 9 с приемным бункером 10 сбора частиц компонентов ТМО по фракциям с дренажным клапаном 11, на выходе сепаратора установлен бункер 12 для отходов.

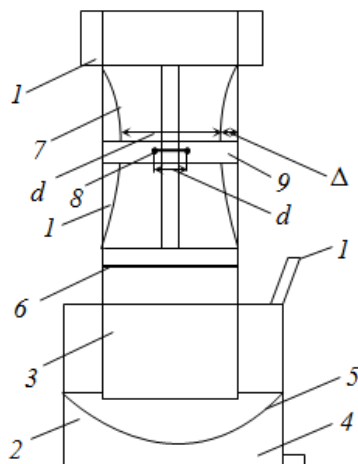


Рис. 1. Схема гидровихревого стратификатора Вентури

Кинетическая энергия и скорость вращения капель жидкости, обеспечивают гарантированную коагуляцию частиц ТМО с заданным минимальным диаметром.

Для построения математической модели неустановившегося гидродинамического взаимодействия капли жидкости с частицами компонентов в условиях больших числе Рейнольдса примем допущение о том, что в процессе движения капли жидкости она сохраняет сферическую форму $d_{\text{ч}}$ той же плотности, что и жидкость капли у которой аэродинамические характеристики движения в газовой среде соответствуют фактическим характеристикам движения капель при тех же числах Рейнольдса [1, 2].

Для построения системы уравнений движения наночастиц компонентов с учетом предложенной гипотезы введем понятия приведенных аэродинамического диаметра и плотности наночастиц и представим их в виде:

$$d_{\Sigma} = \frac{6}{\pi} \sqrt[3]{\frac{\pi}{6} (d_{\text{ж}}^3 + d_{\text{ч}}^3)};$$

$$\rho_{\Sigma} = \frac{d_{\text{ж}}^3 \rho_{\text{ж}} + d_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}}}{d_{\text{ж}}^3 + d_{\text{ч}}^3}. \quad (1)$$

Уравнение движения i -й частицы при ее полном поглощении каплей жидкости в проекции на ось Or , в плоскости расположения гидровихревых форсунок аэратора, в соответствии с классическим уравнением Ньютона запишем в виде [2, 3]:

$$m_i \frac{\partial V_{ri}}{\partial t} = F_{ri}, \quad (2)$$

где $F_{ri} = k_i \frac{\pi}{4} d_{\Sigma i}^2 \rho_r V_{\Sigma i}^2$ – сила сопротивления движению частицы компоненты ТМО в стратификаторе Вентури; k_i – коэффициент сопротивления i -й частицы; $d_{\Sigma i}$ – диаметр i -й частицы, м; ρ_r – плотность газа, кг/м³; $V_{\Sigma i}$ – скорость i -й частицы, м/с.

Уравнение движения i -й частицы в проекции на ось Oz имеет вид [2 – 4]:

$$m_i \frac{\partial V_{zi}}{\partial t} = -F_{Ai} - F_{Ci} + F_{Di}, \quad (3)$$

где: F_{Ai} – сила Архимеда, направленная вниз, действующая на i -ю частицу, F_{Ci} – сила сопротивления Стокса; F_{Di} – сила давления сжатого газа, создающего кипящий слой; C_{ci} – коэффициент силы давления сжатого газа, создающего кипящий слой действующих на i -ю частицу; V_{zi} – скорость сжатого газа, создающего кипящий слой и вертикальная составляющая скорости i -ю частицы м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; φ_i – коэффициент формы частицы в законе Стокса; μ – коэффициент динамической вязкости воздуха, кг/мс.

Таким образом, уравнение вертикального перемещения в проекции на ось Oz i -й частицы компонентов исходного сырья под действием управляемого направленного потока воздуха с учетом действия сил Стокса, Архимеда и силы давления сжатого газа, создающего кипящий слой, может быть представлено в виде:

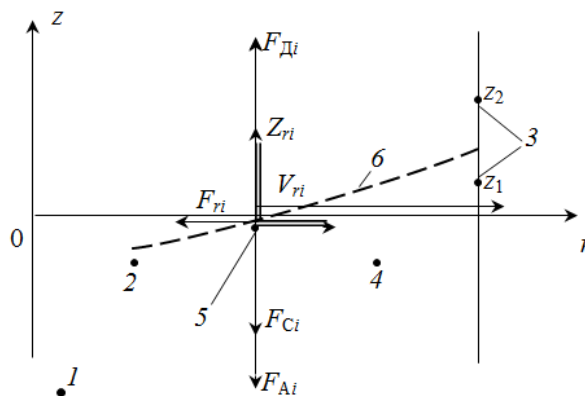


Рис. 2. Принципиальная схема движения капли жидкости с интегрированной в нее частицей компонента ТМО и действующие на нее силы в условиях гидровихревой классификации: 1 – ось стратификатора Вентури; 2 – координата расположения гидровихревой форсунки аэратора; 3 – координаты нижней и верхней границ коллектора стратификации; 4 – плоскость кипящего слоя; 5 – капля жидкости с интегрированной в нее частицей компонента ТМО; 6 – траектория движения капли жидкости с частицей компонента ТМО

$$V_{zi} = \frac{\frac{1}{2} C_c \rho_r V_{ri}^2 d_{\Sigma i} - \frac{1}{3} d_{\Sigma i}^2 (\rho_{\Sigma i} - \rho_r) g}{\Phi \mu_r}. \quad (4)$$

Уравнение (2) представляет собой уравнения гидродинамически неустановившегося режима инерционного движения капли жидкости до и после коагуляции наночастицы компонента ТМО.

$$\frac{\partial V_{ri}}{\partial t} = \frac{V_{ri}}{\tau_{qi}}, \quad (5)$$

Уравнение Буссинеска позволяет определить время релаксации как капли жидкости, так и наночастицы и связывает его с коэффициентом сопротивления. При этом коэффициент сопротивления в уравнении Буссинеска соответствует k_i в уравнении (2).

С учетом теории подобия получено уравнение для среднего значения времени релаксации τ в уравнении (3) в виде:

$$\tau_{\Sigma cri} = 4d_{\Sigma i}^2 \frac{(\rho_{\Sigma i} - \rho_r)(1 + 0,07_{0i}^{0,687})(3 + 3\bar{\mu})}{Re_{0i}(2 + 3\bar{\mu})\mu_r}. \quad (6)$$

Существенное изменение времени релаксации как по результатам эксперимента, так и по расчетным данным позволяет добиваться высокой эффективности классификации при заданной дисперсии медианных размеров микрочастиц.

Результаты экспериментальных исследований гидровихревого стратификатора Вентури, проведенного в «СМК-ТЕСТ» подтвердили достаточную для инженерных расчетов сходимость с предложенной математической моделью.

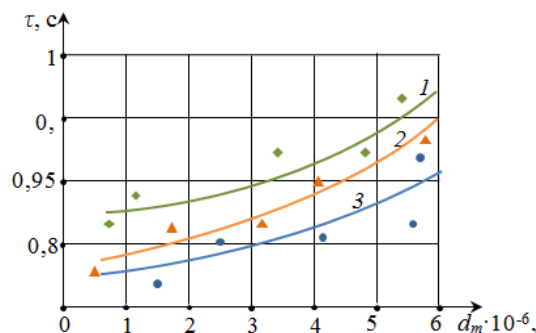


Рис. 3. Зависимость среднего времени релаксации капли жидкости с интегрированной в нее частицей компонента ТМО от медианного диаметра:
1 – уголь, 2 – окись кремния, 3 – окись алюминия, $Re_0 = 4 \cdot 10^{-6}$

Результаты выполненной работы позволяют сделать научные и практические выводы:

1. Диаметр полностью поглощаемых твердых частиц зависит от угловой скорости вращения капель жидкости в процессе гидровихревой гетерокоагуляции, что позволяет использовать данный физический процесс для классификации микро- и наночастиц ТМО.

2. Время релаксации капель жидкости с интегрированными в них микро- и наночастицами ТМО в процессе гидровихревой классификации, а следовательно и инерционные силы неустановившегося взаимодействия с вращающимися каплями жидкости зависят от медианного диаметра, что является основным определяющим фактором достижения высокой эффективности классификации.

Библиографический список

1. Макаров В.Н., Косарев Н.П., Макаров Н.В., Угольников А.В., Лифанов А.В. Эффективная локализация взрывов угольной пыли с использованием гидровихревой коагуляции. Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело № 2, Т. 18, 2018. С. 178–189.

2. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Потапов В.В., Горшкова Э.М. Перспективный способ повышения эффективности высоконапорного гидрообеспыливания. Вестник ЗабГУ. 2018. Т. 24 № 5. С. 13–20.

3. Фролов А.В., Телегин В.А., Сечкерев Ю.А. Основы гидрообеспыливания. Безопасность жизнедеятельности. – 2007. – № 10. – С. 1–24.

4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Учебник для вузов. – 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.

УДК 622.753.1

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЛИЯНИЯ ИНЕРЦИОННЫХ СИЛ НА ПРОЦЕСС ГИДРОВИХРЕВОЙ КОАГУЛЯЦИИ

Макаров Н.В., Лифанов А.В., Макаров В.Н., Арсланов А.А., Бельских А.М.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Для практического решения задачи утилизации наночастиц ТМО в статье предложен гидровихревой стратификатор Вентури. Построена его графоаналитическая модель и выполнен расчёт технологических параметров.

Ключевые слова: гидровихревой стратификатор, наночастица, утилизация, фракция, графоаналитическая модель, медианный диаметр, коагуляция.

Статья посвящена исследованию влияния инерционных сил на траекторию движения мелкодисперсных частиц в процессе гидровихревой классификаций с целью создания эффективных устройств разделения мелкодисперсных минеральных отходов. Для указанных технологических процессов критически важным условием обеспечения высокого качества

готового продукта является использование микро- и наноразмерных частиц крайне жестко детерминированного класса крупности, что не в полной мере возможно реализовать существующими и применяемыми традиционными средствами сепарации.

Конструктивно гидровихревой классификатор Вентури включает в себя пневмотранспортный трубопровод для вертикального перемещения частиц сыпучих материалов ТМО и устройство для гидровихревого разделения частиц по фракциям за счет инерционной гетерокоагуляции их вращающимися каплями жидкости, состоящая из трубы Вентури по оси которой в критическом сечении установлен азратор с вихревыми форсунками, а по периметру установлен приемный кольцевой бункер.

Уравнение движения i -й частицы при ее полном поглощении каплей жидкости в проекции на ось $0r$, в плоскости расположения гидровихревых форсунок азратора, в соответствии с классическим уравнением Ньютона запишем в виде [1]:

$$m_i \frac{\partial V_{ri}}{\partial t} = F_{ri}, \quad (1)$$

где $F_{ri} = k_i \frac{\pi}{4} d_{\Sigma i}^2 \rho_r V_{\Sigma i}^2$ – сила сопротивления движению частицы компоненты ТМО в стратификаторе Вентури; k_i – коэффициент сопротивления i -й частицы; $d_{\Sigma i}$ – диаметр i -й частицы, м; ρ_r – плотность газа, кг/м³; $V_{\Sigma i}$ – скорость i -й частицы, м/с.

Уравнение движения i -й частицы в проекции на ось $0z$ имеет вид:

$$m_i \frac{\partial V_{zi}}{\partial t} = -F_{Ai} - F_{Ci} + F_{Di}, \quad (2)$$

где: F_{Ai} – сила Архимеда, направленная вниз, действующая на i -ю частицу, являющаяся аналогом силы тяжести, $F_{Ai} = \frac{1}{6} \pi d_{\Sigma i}^3 (\rho_{\Sigma i} - \rho_r) g$; F_{Ci} – сила сопротивления Стокса, обусловленная вязкостью воздуха и физическими свойствами компонентов исходного сырья, $F_{Ci} = \frac{\phi}{2} \mu_r \pi d_{\Sigma i} V_{zi}$; F_{Di} – сила давления сжатого газа, создающего кипящий слой, $F_{Di} = C_c \rho_r V_r^2 \frac{\pi}{4} d_{\Sigma i}^2$; C_{ci} – коэффициент силы давления сжатого газа, создающего кипящий слой действующих на i -ю частицу; V_r , V_{zi} – скорость сжатого газа, создающего кипящий слой и вертикальная составляющая скорости i -ю частицы м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; ϕ_i – коэффициент формы частицы в законе Стокса; μ – коэффициент динамической вязкости воздуха, кг/мс.

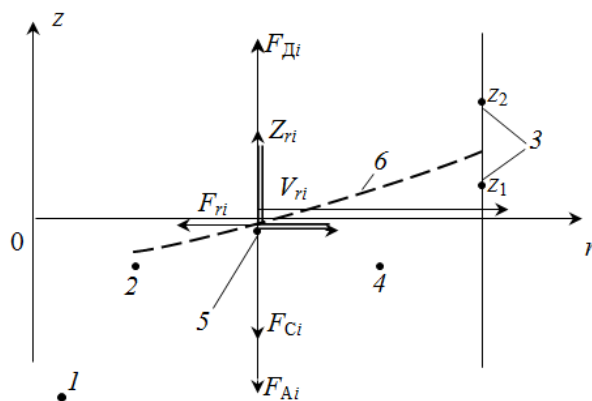


Рис. 1. Принципиальная схема движения капли жидкости с интегрированной в нее частицей компонента ТМО и действующие на нее силы в условиях гидровихревой классификации: 1 – ось стратификатора Вентури; 2 – координата расположения гидровихревой форсунки аэратора; 3 – координаты нижней и верхней границ коллектора стратификации; 4 – плоскость кипящего слоя; 5 – капля жидкости с интегрированной в нее частицей компонента ТМО; 6 – траектория движения капли жидкости с частицей компонента ТМО

Таким образом, уравнение вертикального перемещения в проекции на ось Oz i -й частицы компонентов исходного сырья под действием управляемого направленного потока воздуха с учетом действия сил Стокса, Архимеда и силы давления сжатого газа, создающего кипящий слой, может быть представлено в виде:

$$V_{zi} = \frac{\frac{1}{2} C_c \rho_r V_{ri}^2 d_{\Sigma i} - \frac{1}{3} d_{\Sigma i}^2 (\rho_{\Sigma i} - \rho_r) g}{\Phi \mu_r} \quad (3)$$

Уравнение (1) представляет собой уравнения гидродинамическую неустановившегося режима инерционного движения капли жидкости до и после коагуляции наночастицы компонента ТМО.

$$\frac{\partial V_{ri}}{\partial t} = \frac{V_{ri}}{\tau_{\chi i}} \quad (4)$$

где: $\tau_{\chi i} = \tau_{\Sigma i} = k_i \frac{2 + 3\bar{\mu}}{3 + 3\bar{\mu}} \cdot \frac{d_{\Sigma i}^2 (\rho_{\Sigma i} - \rho_r)}{18\mu_r}$; $\bar{\mu} = \frac{\mu_{ж}}{\mu_r}$.

Уравнение Буссинеска позволяет определить время релаксации как капли жидкости, так и наночастицы и связывает его с коэффициентом сопротивления. При этом коэффициент сопротивления в уравнении Буссинеска соответствует k_i в уравнении (1).

Экспериментальные исследования показали, что сила сопротивления возрастает существенно нелинейно с ростом числа Рейнольдса на участке надстоксовского движения в отличие от линейного роста ее при числах $Re < 1$ и при одновременном уменьшении времени релаксации τ , что существенно усложняет нахождение его фактической величины, препятствуя тем самым

использованию классических уравнений стоксовского движения при коагуляции [2-3].

Поскольку в уравнении (1) аэрогидродинамики капли жидкости в горизонтальной плоскости стратификатора Вентури существенно переменной величиной является коэффициент сопротивления газовой среды движению капли жидкости k_i , установим его зависимость от физических величин, характеризующих гидродинамический процесс инерционного движения капли жидкости под действием ускорения с начальной скоростью V_0 в форме безразмерного симплекса в условиях установившегося движения.

Уравнение зависимости коэффициента k_i от независимых переменных в виде безразмерной степенной зависимости запишем в виде

$$k_i = c \mu_r^\alpha \rho_r^\beta \sqrt{V_{ji}^2 + 0,25 d_{cmi}^2 \omega_j^2} d_{ji}^\epsilon \frac{\partial V_{ri}}{\partial t} \cdot \frac{\rho_j - \rho_r}{\rho_r} V_0^\psi. \quad (5)$$

Для определения индикаторов подобия воспользуемся матрицей независимых размерностей, ранг которой равен трем [4].

Раскрывая определители матрицы, получим три индикатора подобия физического процесса установившегося аэрогидродинамического движения капли жидкости в газовой среде при больших числах Рейнольдса:

$$\pi_1 = \frac{\rho_r^2 (V_{ji}^2 + 0,25 \omega_{ji}^2 d_{cmi}^2) d_{ji}^2}{\mu_r^2} = Re_{joi}^2; \quad (6)$$

$$\pi_2 = \frac{P_i}{\rho_r \cdot V_{0i}^2} = \frac{\frac{\partial V_{ri}}{\partial t} d_{ji} (\rho_j - \rho_r)}{\rho_r \cdot V_{0i}^2} = Eu_i; \quad (7)$$

$$\pi_3 = \frac{\rho_r^2 V_{0i}^2 d_{ji}^2}{\mu_r^2} = Re_{joi}^2. \quad (8)$$

С учетом вышеизложенного получим уравнение, связывающее между собой критерий Эйлера, коэффициент аэродинамического сопротивления C и времени релаксации компонентов ТМО коагулирования капли жидкости в виде:

$$k_i = \frac{2Eu_i}{3Re_{joi}^2 \cdot Re_{joi}^2}; \quad \tau_{chi} = \frac{2d_{\Sigma i}^2 (\rho_{\Sigma i} - \rho_r) Re_{0i}^2}{9Eu_i \mu_r \cdot Re_{ji}^2}. \quad (9)$$

Учитывая соотношение между критерием Рейнольдса и коэффициентом сопротивления движению капли жидкости в газовой среде выражение для среднего значения коэффициента сопротивления в уравнении (1) и времени релаксации в виде запишем в виде:

$$k_{cpi} = \frac{72}{Re_{0i}} (1 + 0,07_{0i}^{0,687}); \quad \tau_{\Sigma cpi} = 4d_{\Sigma i}^2 \frac{(\rho_{\Sigma i} - \rho_r)(1 + 0,07_{0i}^{0,687})(3 + 3\bar{\mu})}{Re_{0i}(2 + 3\bar{\mu})\mu_r}. \quad (10)$$

Из уравнений (10) видно, что среднее время релаксации капель жидкости с интегрированными в них компонентами ТМО является функцией квадрата диаметра капель жидкости, то есть существенно зависит от инерционных сил и может быть использовано разработки технологии эффективной классификации мелкодисперсных сыпучих ТМО.

Заключение. Результаты выполненной работы позволяют сделать научные и практические выводы:

1. Диаметр полностью поглощаемых твердых частиц зависит от угловой скорости вращения капель жидкости в процессе гидровихревой гетерокоагуляции, что позволяет использовать данный физический процесс для классификации микро- и наночастиц ТМО.

2. Время релаксации капель жидкости с интегрированными в них микро- и наночастицами ТМО в процессе гидровихревой классификации зависит от медианного диаметра, то есть инерционных характеристик диспергированных частиц, что является основным определяющим фактором достижения высокой эффективности классификации.

Библиографический список

1. Макаров В.Н. Эффективная локализация взрывов угольной пыли с использованием гидровихревой коагуляции. / В.Н. Макаров, Н.П. Косарев, Н.В. Макаров [и др.]. – Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело, 2018, № 2, Т. 18. – С. 178 – 189.

2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Учебник для вузов. / 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.

3. Фукс Н.А. Механика аэрозолей. – М.: Изд-во АН СССР, 1955. – 352 с.

4. Веников В.А. Теория подобия и моделирования применительно к задачам электроэнергетики. – М.: Высшая школа, 1966. – 487 с.

УДК 622.753.1

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАЗДЕЛЕНИЯ МЕЛКОДИСПЕРСНЫХ МИНЕРАЛЬНЫХ ОТХОДОВ НА БАЗЕ ГИДРОВИХРЕВОЙ КОАГУЛЯЦИИ

Макаров Н.В., Матеров А.Ю., Макаров В.Н., Арсланов А.А., Пешкова И.Д.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Предложен вариант расчета коэффициента сопротивления движению капли жидкости в газовой среде, позволяющий с достаточной степенью точности использовать уравнение классической аэрогидродинамики установившегося движения.

Ключевые слова: классификация, дисперсия, обеспыливание, наночастица, математическая модель, жидкость, аэрогидродинамика.

Для обеспечения качественного сырья в производстве материалов с уникальными свойствами необходима технология, в которой управляющее внешнее воздействие на процесс классификации по дисперсии медианного размера будет автомодельное, т. е. независимо от вероятностных характеристик физико-механических свойств ТМО.

Построение математической модели основано на гипотезе о том, что: в диапазоне кинетической энергии поступательного движения капли жидкости, обеспечивающей полное поглощение наночастиц с максимальным диаметром их гидрофобности инерционные силы движения наночастиц в плоскости кипящего слоя на порядок больше инерционных сил в направлении его движения. При этом минимальный диаметр полностью поглощаемых наночастиц зависит только от величины угловой скорости вращения капли жидкости [1].

Гидровихревая гетерокоагуляция позволяет управлять поверхностной энергией отрыва и растекания, обеспечивая взаимовлияние физических характеристик частиц пыли и капель жидкости с кинематическими параметрами их движения, изменяющимися в связи с вращением капли жидкости с угловой скоростью $\omega_{ж}$ на эффективность процесса смачивания и поглощения.

В зоне контакта твердая компонента движется по винтовой траектории с углом спирали $\alpha = \arctg \frac{d_{п} \sin \theta \omega_{ж}}{(V_{ж} - V_{г})}$ вглубь капли жидкости с поступательной скоростью $(V_{ж} - V_{г})$, вращаясь при этом с угловой скоростью $\omega_{ж}$.

Захват твердой компоненты пыли каплей жидкости происходит при условии, когда её кинетическая энергия $W_{к}$ будет больше или равна энергии поглощения $\Pi_{ж-г}$, соответствующей сумме энергии адгезии $W_{Ад}$ ($F_{Ад}$ – сила адгезии), определяемой удельной энергией отрыва, и энергии смачивания $W_{ж-г}$ ($W_{ж-г}$ – сила поверхностного натяжения), определяемой удельной энергией растекания [3].

С использованием предложенной графоаналитической модели гидровихревой инерционной оптокинетической гетерокоагуляции, получено уравнение для минимального диаметра поглощаемой твердой компоненты в системе «жидкое-твердое» при вращении капли жидкости с угловой скоростью $\omega_{ж}$:

$$d_{ч\omega\min} = 24 \frac{\delta_{ж-г} \cos(\theta + \arcsin \frac{\pi \rho_{ж} d_{ч\min}^3 \sin^4 \theta \omega_{ж}^2}{8 \delta_{ж-г} \cos \theta})}{(\rho_{ч} - \rho_{г})(V_{ж} - V_{г})^2}, \quad (1)$$

где: $d_{ч\ min}$ – минимальный диаметр поглощаемой твердой частицы в условиях классической коагуляции при $\omega_{ж} = 0$, м; $\rho_{ч}$, $\rho_{г}$ – плотность частицы и газа соответственно, кг/м³; $V_{ж}$, $V_{г} = V_{ч}$ – скорость капли жидкости и скорость газа, равная скорости частицы, м/с; $\delta_{ж-г}$ – коэффициент поверхностного натяжения на границе раздела двух сред «жидкость-газ», Дж/м²; θ – краевой угол смачивания на границе раздела двух сред «жидкость-газ», рад.

Уравнение для эффективного краевого угла смачивания в зоне контакта жидкой и твердой фазы, с учетом дополнительной энергии, обусловленной вращением капли жидкости с угловой скоростью $\omega_{ж}$, имеет вид:

$$\theta_{\omega} = \theta + \arcsin \frac{\pi \rho_{ж} d_{ч}^3 \sin^4 \theta \omega_{ж}^2}{8 \delta_{ж-г} \cos \theta}. \quad (2)$$

Графоаналитическая модель гидровихревой инерционной оптокинетической гетерокоагуляции подтвердившая существенное отличие механизма взаимодействия твердой частицы и капли жидкости в процессе столкновения, влияние угловой скорости вращения капли жидкости не только на кинематические параметры взаимодействия, но и на энергетические характеристики использована в данной статье для создания математической модели гидровихревой классификации частиц компонентов ТМО по фракциям с заданной дисперсией.

С учетом формул (1, 2) и вышесказанного уравнение для минимального диаметра полностью поглощаемой гидрофобной наночастицы можно представить в виде:

$$d_{ч\ \omega\ min} = \frac{24 \delta_{ж-г}}{(\rho_{ч} - \rho_{г}) V_{ж}^2} \left(\cos \theta \sqrt{1 - K_{\omega}^2 \omega_{ж}^4} - K_{\omega}^2 \omega_{ж}^2 \sin \theta \right), \quad (3)$$

где $K_{\omega} = \frac{\pi \rho_{ж} d_{ч\ min}^3 \sin^4 \theta}{8 \delta_{ж-г} \cos \theta}$. По результатам экспериментальных исследований относительная угловая скорость вращения капли жидкости $K_{\omega} \omega^2 \leq 0,3$.

Уравнение движения i -й частицы при ее полном поглощении каплей жидкости в проекции на ось $0r$, в плоскости расположения гидровихревых форсунок аэратора, в соответствии с классическим уравнением Ньютона запишем в виде [4]:

$$m_i \frac{\partial V_{ri}}{\partial t} = F_{ri}, \quad (4)$$

где $F_{ri} = k_i \frac{\pi}{4} d_{\Sigma i}^2 \rho_{г} V_{\Sigma i}^2$ – сила сопротивления движению частицы компоненты ТМО в стратификаторе Вентури; k_i – коэффициент сопротивления i -й частицы; $d_{\Sigma i}$ –

диаметр i -й частицы, м; ρ_r – плотность газа, кг/м³; $V_{\Sigma i}$ – скорость i -й частицы, м/с.

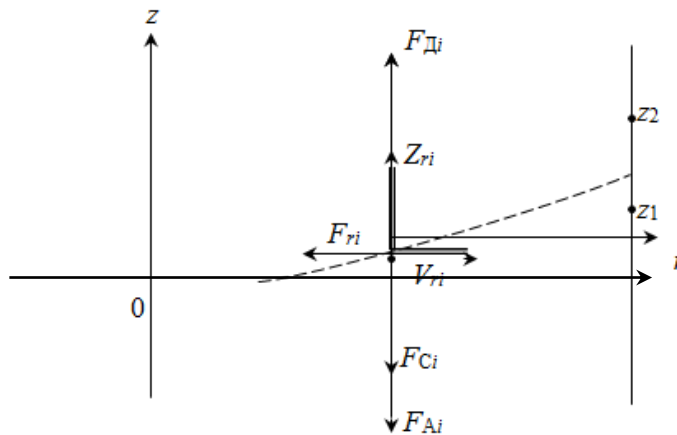


Рис. 1. Принципиальная схема движения капли жидкости с интегрированной в нее частицей компонента ТМО и действующие на нее силы в условиях гидровихревой классификации

Поскольку в уравнении (4) аэрогидродинамики капли жидкости в горизонтальной плоскости стратификатора Вентури существенно переменной величиной является коэффициент сопротивления газовой среде движению капли жидкости k_i , установим его зависимость от физических величин, характеризующих гидродинамический процесс инерционного движения капли жидкости под действием ускорения с начальной скоростью V_0 в форме безразмерного симплекса в условиях установившегося движения.

Уравнение зависимости коэффициента k_i от независимых переменных в виде безразмерной степенной зависимости запишем в виде

$$k_i = c \mu_r^\alpha \rho_r^\beta \sqrt{V_{ji}^2 + 0,25 d_{cm}^2 \omega_j^2} d_j^\epsilon \frac{\partial V_{ri}}{\partial t} \cdot \frac{\rho_j - \rho_r}{\rho_r} V_0^\psi. \quad (5)$$

Для определения индикаторов подобия воспользуемся матрицей независимых размерностей, ранг которой равен трем [4].

С учетом однородной системы линейных уравнений, составленной из показателей степеней уравнения (5) матрица индикаторов подобия примет вид:

	μ_r	ρ_r	$\sqrt{V_{ж}^2 + 0,25 \omega_{ж}^2 \cdot d_{см}^2}$	$d_{ж}$	$\frac{\partial V_{ri}}{\partial t} \cdot \frac{\rho_{ж} - \rho_r}{\rho_r}$	V_0
π_1	-2	2	2	2	0	0
π_2	0	0	0	1	1	-2
π_3	-2	2	0	2	0	+2

(6)

Раскрывая определители матрицы (6) получим три индикатора подобия с физического процесса установившегося аэрогидродинамического движения капли жидкости в газовой среде при больших числах Рейнольдса.

$$\pi_1 = \frac{\rho_\Gamma^2 (V_{ji}^2 + 0,25\omega_{ji}^2 d_{cmi}^2) d_{ji}^2}{\mu_\Gamma^2} = \text{Re}_{жoi}^2; \quad (7)$$

$$\pi_2 = \frac{P_i}{\rho_\Gamma \cdot V_{0i}^2} = \frac{\frac{\partial V_{ri}}{\partial t} d_{ji} (\rho_{ж} - \rho_\Gamma)}{\rho_\Gamma \cdot V_{0i}^2} = \text{Eu}_i; \quad (8)$$

$$\pi_3 = \frac{\rho_\Gamma^2 V_{0i}^2 d_{ji}^2}{\mu_\Gamma^2} = \text{Re}_{ж0i}^2. \quad (9)$$

Таким образом, уравнение (5) в критериальной форме примет вид:

$$k_i = C (\text{Re}_{жoi}^2)^a \text{Eu}_i^b (\text{Re}_{ж0i}^2)^c. \quad (10)$$

Численные значения коэффициента пропорциональности C и показатели степени a , b , c в уравнении (10) определяем из уравнения установившегося движения капли жидкости в газовой среде:

$$\frac{m_i \partial V_{ri}}{\partial t} = \text{Eu}_i \rho_\Gamma V_{0i}^2 \frac{\pi d_{\Sigma i}^2}{4}. \quad (11)$$

С учетом вышеизложенного получим уравнение, связывающее между собой критерий Эйлера и коэффициент аэродинамического сопротивления C при движении, капли жидкости в газовой среде.

$$k_i = \frac{2\text{Eu}_i}{3\text{Re}_{жoi}^2 \cdot \text{Re}_{ж0i}^2}. \quad (12)$$

Вывод. Предложенный вариант расчета коэффициента сопротивления движению капли жидкости в газовой среде позволяет с достаточной степенью точности использовать уравнение классической аэрогидродинамики установившегося движения капли жидкости в диапазоне чисел Рейнольдса до 10^4 на длине свободного инерционного пробега капель жидкости в газовой среде. И осуществлять расчет геометрических параметров устройства гидровихревой классификации мелкодисперсных ТМО.

Библиографический список

1. Макаров В.Н. Эффективная локализация взрывов угольной пыли с использованием гидровихревой коагуляции. / В.Н. Макаров, Н.П. Косарев, Н.В. Макаров [и др.]. – Вестник пермского национального исследовательского

политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело, 2018, № 2, Т. 18. – С. 178 – 189.

2. Макаров В.Н. Перспективный способ повышения эффективности высоконапорного гидрообеспыливания. / В.Н. Макаров, Н.В. Макаров, В.В. Потапов [и др.]. – Вестник ЗабГУ, 2018, Т. 24 № 5. – С. 13 – 20.

3. Фролов А.В., Телегин В.А., Сечкерев Ю.А. Основы гидрообеспыливания. – Безопасность жизнедеятельности, 2007, № 10. – С. 1 – 24.

4. Веников В.А. Теория подобия и моделирования применительно к задачам электроэнергетики. – М.: Высшая школа, 1966. – 487 с.

УДК 622.44

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО
ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРИИ**

ПРИСОЕДИНЕННОГО ВИХРЯ

Макаров В.Н., Матеров А.Ю., Макаров Н.В., Пешкова И.Д., Бельских А.М.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Предложена математическая модель циркуляционного пылеподавления, учитывающая влияние энергии присоединенного вихря на краевой угол смачивания, способствующая его увеличению.

Ключевые слова: циркуляционное пылеподавление, частица, жидкость, коагуляция, математическая модель.

Целью моделирования кинематических и динамических параметров системы «капля жидкости – частица пыли» в процессе предлагаемой вихревой инерционной ортокинетической гетерокоагуляции является исследование механизма кинематической коагуляции в условиях действия присоединенного вихря в зоне контакта индуцированного вращающейся со скоростью $\omega_{ж}$ капель жидкости [1 – 3].

Фиксация частиц, приблизившихся к капле на расстояние действия адгезионных сил, зависит от величины краевого угла смачивания θ . Для захвата гидрофобных частиц пыли каплей жидкости необходимо совершить работу внешних инерционных сил, которая соответствует кинетической энергии W_k взаимодействия в процессе их контакта. Захват частицы пыли каплей жидкости произойдет при условии, когда её кинетическая энергия W_k будет больше или равна энергии поглощения $\Pi_{ж-г}$, соответствующей сумме энергии адгезии $W_{Ад}$ ($F_{Ад}$ – сила адгезии), определяемой удельной энергией отрыва, и энергии смачивания $W_{ж-г}$ ($F_{ж-г}$ – сила поверхностного натяжения), определяемой удельной энергией растекания [3, 4].

На базе известной графической модели кинетической коагуляции, частицы пыли каплей жидкости при $\omega_{ж} = 0$, построена модель вихревой кинематической коагуляции, при которой капля жидкости вращается с угловой скоростью $\omega_{ж}$, индуцируя в зоне контакта присоединённый вихрь [5, 6].

В данной работе рассмотрен механизм целенаправленного управления краевым углом смачивания θ и кинетической энергией взаимодействия капель жидкости и частиц пыли W_k .

С ростом краевого угла смачивания θ величина энергии поглощения снижается, что позволяет обеспечить заданный уровень эффективности обеспыливания при меньших энергозатратах, либо расширить диапазон поглощения частиц пыли меньшего размера, то есть повысить эффективность пылеподавления при заданных энергозатратах.

Из рис. 1 видно, что при соударении частицы пыли с вращающейся со скоростью $\omega_{ж}$ каплей жидкости диаметр периметра смачивания увеличивается до величины $d_{см\omega}$ по сравнению с его величиной $d_{см}$ при $\omega_{ж} = 0$, т.е. при классической гетерокоагуляции.

Инерционные критерии Стокса (Stk) и Рейнольдса (Re), характеризующие соотношение сил инерции и вязкости в трехфазной среде

«жидкое-твёрдое-газообразное» определяют идентичность кинематических, инерционных и аэродинамических явлений коагуляции [4].

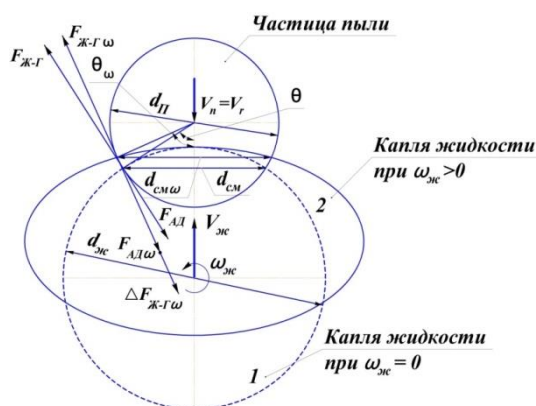


Рис.1. Графическая модель вихревой кинематической коагуляции частицы пыли капли жидкости:

1, 2 – модель классической и вихревой инерционной ортокинетической гетерокоагуляции при $\omega_{ж} = 0$ и $\omega_{ж} > 0$ соответственно

При вращении капли жидкости с угловой скоростью $\omega_{ж}$ вокруг её поверхности и в зоне контакта согласно условию Гельмгольца-Бернулли создаётся область разрежения на величину удельной энергии ΔW_k присоединенного вихря, скорость которого согласно гидродинамической аналогии определяется по известной в теории электродинамике формуле Био-Саварра. Таким образом, присоединенный вихрь, обусловленный вращением капли жидкости, снижая статическое давление в зоне ее контакта с частицей пыли, увеличивает краевой угол смачивания до величины θ_{ω} , способствует снижению аэродинамического энергетического барьера [5].

Снижение потребной энергии для полного поглощения частицы пыли вращающейся каплей жидкости, равное потенциальной энергии разрежения, то есть работе силы депрессии в зоне контакта на длине частицы пыли, равной её диаметру, можно выразить уравнением:

$$\Delta\P_{ж-г\omega} = \Delta F_{ж-г\omega} d_{п} = \frac{1}{2} \rho_{ж} \Gamma_{\omega} \omega_{ж} d_{п} S_{к} S_{п}^{-1}, \quad (1)$$

где: Γ_{ω} – циркуляция газа в зоне контакта частицы пыли и капли жидкости, m^2/c ; $S_{к}$ – площадь контакта соответствующая площади смачивания, m^2 ; $S_{п}$ – площадь поверхности частицы пыли, m^2 ; $\Delta F_{ж-г\omega}$ – сила давления разрежения (депрессия) в зоне контакта частицы пыли и капли жидкости, обусловленная влиянием присоединенного вихря и равная снижению силы поверхностного натяжения, Н.

Уравнение для дополнительной кинетической энергии, снижающей аэродинамический барьер поглощения, то есть фактически уменьшающей потребную кинетическую энергию, равной энергии вихря, присоединенного к вращающейся капли жидкости, с учётом (2), уравнений Бернулли и Остроградского-Гаусса [10, 12] получим в виде:

$$\Delta W_{\text{кв}} = \Delta \Pi_{\text{ж-г}\omega} = \frac{\pi}{8} \rho_{\text{ж}} d_{\text{п}}^3 \sin^4 \theta \omega_{\text{ж}}^2. \quad (2)$$

Для вихревой инерционной ортокинетики гетерокоагуляции минимальное значение энергии для полного поглощения, с учетом уравнения (3), по аналогии с классической гетерокоагуляцией при $\omega_{\text{ж}} = 0$ запишем в виде [5, 13, 14]:

$$\Pi_{\text{ж-г}\omega} = \Pi_{\text{ж-г}} - \Delta \Pi_{\text{ж-г}} = 2\delta_{\text{ж-г}} \cos \theta_{\omega}, \quad (3)$$

где $\delta_{\text{ж-г}}$ – коэффициент поверхностного натяжения на границе раздела «жидкость-газ», Дж/м².

С учетом уравнений (3,4) уравнение для краевого угла смачивания в зоне контакта жидкой и твердой фазы при вращении капли жидкости с угловой скоростью $\omega_{\text{ж}}$ получим в виде:

$$\theta_{\omega} = \arccos \left(\cos \theta - \frac{\pi \rho_{\text{ж}} d_{\text{п}}^2 \sin^4 \theta \omega_{\text{ж}}^2}{8 \delta_{\text{ж-г}} \cos \theta} \right). \quad (4)$$

Таким образом, с учётом [6], (5) и предложенной модели инерционной ортокинетики гетерокоагуляции системы «частица пыли – капля жидкости» при вращении частицы жидкости с угловой скоростью $\omega_{\text{ж}}$ минимальный диаметр $d_{\text{п}\omega \text{ min}}$ частицы пыли полностью поглощаемой в процессе захвата и смачивания каплями жидкости при действии сил поверхностного натяжения, инерционных сил поступательного и вращательного движения получим в виде:

$$d_{\omega \text{ min}} = \frac{\delta_{\text{ж-г}}}{(\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{г}})(V_{\text{ж}} - V_{\text{п}})^2} \cos \arccos \left(\cos \theta - \frac{\pi \rho_{\text{ж}} d_{\text{п}}^2 \sin^4 \theta \omega_{\text{ж}}^2}{8 \delta_{\text{ж-г}} \cos \theta} \right). \quad (6)$$

На рис. 2 приведены результаты расчета по предложенной математической модели вихревой кинематической коагуляции изменения критических значений критерия Стокса $Stk_{\text{кр}}$ ($Stk_{\text{кр}\omega}$) в зависимости от угловой скорости вращения капель воды $\omega_{\text{ж}}$ диаметром $d_{\text{ж}} = 6 \cdot 10^{-6}$ м для абсолютно гидрофобных частиц окиси кремния.

При угловой скорости вращения капель жидкости $\omega_{\text{ж}} = 3 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$, критические значения $Stk_{\text{кр}}$ и $Re_{\text{ж}}$ снижаются более чем в четыре и три раза соответственно, по сравнению с их значениями в условиях поступательного движения капель жидкости, то есть при $\omega_{\text{ж}} = 0$. При этом эффективные значения критерия Рейнольдса и Стокса рассчитанные по формуле (2) на линии 4 (рис.2) соответствуют их критическим значениям полного поглощения при $\omega_{\text{ж}} = 0$, т.е. полученным по известным критериальным уравнениям [4].

Снижение величины критерия Рейнольдса для капель жидкости при вихревом высоконапорном гидрообеспыливании соответствует уменьшению ее расхода и потребного давления, т.е. повышению эффективности системы пылеподавления.

Выводы. Предложенная математическая модель, учитывающая влияние энергии присоединенного вихря на краевой угол смачивания, способствуя его увеличению, то есть снижению расклинивающего действия газовой среды на

процесс коагуляции частицы пыли с каплей жидкости доказывает возможность снижения диаметра поглощаемых частиц пыли за счет вращения капель жидкости. вихревая кинематическая коагуляция позволяет на 20 % снизить расход воды по сравнению с классическим высоконапорным гидрообеспыливанием.

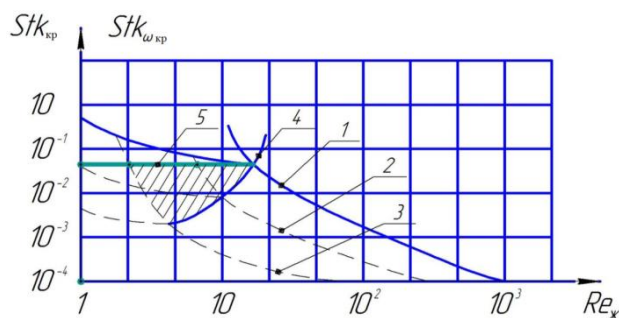


Рис. 2. Изолинии угловой скорости вращения капли воды в функции критических значений критерия Стокса и Рейнольдса

Библиографический список

1. Макаров В. Н. Метод аддитивного аэродинамического расчета блока классификации фрикционных зубчатых колес. / В.Н. Макаров, В.Я. Потапов, С.Я. Давыдов [и др.]. – Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело, 2017, № 3, Т. 38. – С. 288 – 292.

2. Макаров В. Н., Горшкова В. А., Волежжанин В. А., Математическое моделирование активного управления аэродинамикой шахтных центробежных вентиляторов //Горный информационно-аналитический бюллетень, 2016, №4. – С. 39 – 45.

3. Макаров В.Н. Эффективная локализация взрывов угольной пыли с использованием гидровихревой коагуляции. / В.Н. Макаров, Н.П. Косарев, Н.В. Макаров [и др.]. – Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело, 2018, № 2, Т. 18. – С. 178 – 189.

4. Фролов А. В., Телегин В. А., Сечкерев Ю. А. Основы гидрообеспыливания. – Безопасность жизнедеятельности, №10, 2007. – С. 1 – 24.

5. Лойцянский И. Л. Механика жидкости и газа. – М.: наука, 1978. – 736с.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КРИТЕРИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ ГИДРОВИХРЕВОГО ПЫЛЕУЛАВЛИВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРИИ РАЗМЕРНОСТИ

Макаров В.Н., Лифанов А.В., Чураков О.Е., Пешкова И.Д., Бельских А.М.
ФГБОУ «Уральский государственный горный университет»

Внедрение инновационной техники пылеулавливания и пылевых аэрозолей на предприятиях горнометаллургического и нефтегазового комплекса требует нового подхода к построению математической модели инерционной ортокинетической гетерокоагуляции воднопылевого аэрозоля [1, 2].

В статьях [3, 4] предложена математическая модель гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции, которая подтверждает влияние угловой скорости вращения капли жидкости не только на кинематические параметры взаимодействия, но и на энергетические характеристики.

Гидровихревое пылеподавление существенно повышает эффективность улавливания пылевых аэрозолей, обеспечивает локализацию их взрыва. При вихревой кинематической коагуляции эффективные значения критериев Стокса и Рейнольдса имеют вид:

$$Stk_{\omega} = \frac{d_{\text{п}}^2 (\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{г}}) \sqrt{(V_{\text{ж}} - V_{\text{г}})^2 + 0,25 \omega_{\text{ж}}^2 d_{\text{п}}^2 \sin \theta}}{18 \mu_{\text{г}} d_{\text{ж}}}; \quad Re_{\text{ж}\omega} = \frac{d_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} \sqrt{(V_{\text{ж}} - V_{\text{г}})^2 + 0,25 \omega_{\text{ж}}^2 d_{\text{п}}^2 \sin \theta}}{\mu_{\text{г}}}, \quad (1)$$

где: $d_{\text{ж}}$ – диаметр капли жидкости, м; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность капли жидкости, кг/м³; $\mu_{\text{г}}$ – коэффициент динамической вязкости газа, кг/мс, $V_{\text{г}}$ – скорость газа, м/с.

Таким образом, вращательное движение капли жидкости увеличивает фактическое эффективное значение критериев Стокса Stk_{ω} и Рейнольдса $Re_{\text{ж}\omega}$ в зоне контакта, способствуя снижению величины поверхностно-адгезионного энергетического барьера и критического уровня аэродинамического энергетического барьера [5].

При вращении капли жидкости с угловой скоростью $\omega_{\text{ж}}$ вокруг её поверхности и в зоне контакта согласно условию Гельмгольца-Бернулли создаётся область разрежения на величину удельной энергии $\Delta W_{\text{ж}}$ присоединенного вихря, скорость которого согласно гидродинамической аналогии определяется по известной в теории электродинамике формуле Био-Саварра. Таким образом, присоединенный вихрь, обусловленный вращением капли жидкости, снижая статическое давление в зоне ее контакта с частицей пыли, увеличивает краевой угол смачивания до величины θ_{ω} , способствует снижению аэродинамического энергетического барьера.

Однако до настоящего времени нет математического аппарата, обеспечивающего получения решения дифференциального уравнения движения вязкой жидкости в общем виде. В связи с вышеизложенным большое

значение приобретают методы экспериментального исследования на основе использования теории подобия и физического моделирования. Делая актуальной задачу построения критериального уравнения гидровихревого инерционного ортокинетического пылеподавления.

С учетом правила Фурье слагаемые уравнений, описывающих физические явления классической и гидровихревой коагуляции, имея одинаковую размерность гомогенны. Применение Π -теоремы в условиях отсутствия полной информации о механизме гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции, базируясь на следствии второго дополнительного положения В. А. Веникова о подобии сложных систем, позволяет построить критериальное уравнение гидровихревой коагуляции на базе критериев классической, с учетом вращательного движения капель жидкости [6].

В качестве основных независимых параметров, определяющих механизм гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции, примем:

- геометрические параметры $d_{\Pi}, d_{ж}, d_{см}$;
- кинематические параметры $\sqrt{(V_{ж} - V_{Г})^2 + 0,25\omega_{ж}^2 d_{\Pi}^2 \cdot \sin^2 \theta\omega} = (V_{ж} - V_{Г})_{эф}, \omega_{ж}$;
- динамические параметры $(\rho_{\Pi} - \rho_{Г}), \rho_{Г}, \mu_{Г}$.

Для построения критериального уравнения гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции запишем взаимозависимость вышеуказанных независимых переменных в форме безразмерной степенной зависимости:

$$Stk_{\Pi\omega} = kd_{ж}^a d_{\Pi}^b \mu_{Г}^c \rho_{Г}^y (\rho_{\Pi} - \rho_{Г})^z \left(\sqrt{(V_{ж} - V_{Г})^2 + 0,25\omega_{ж}^2 d_{\Pi}^2 \cdot \sin^2 \theta\omega} \right)^x (\omega_{ж})^{\varphi} d_{см}^{\psi}. \quad (2)$$

Для нахождения критериев подобия составим полную матрицу размерностей независимых параметров.

$\ M\ =$		$d_{ж}$	d_{Π}	$\mu_{Г}$	$\rho_{Г}$	$\rho_{\Pi} - \rho_{Г}$	$\sqrt{(V_{ж} - V_{Г})^2 + 0,25d_{см}^2 \omega_{ж}^2}$	$\omega_{ж}$	$d_{см}$	(3)
M	1	1	-1	-3	-3	1	0	1		
L	0	0	1	1	1	0	0	1		
T	0	0	-1	0	0	-1	-1	0		

Ранг матрицы $\|M\| = 3$, т. е. количество независимых переменных равно трем. Количество чисел подобия, т. е. безразмерных комплексов, включающих в себя и критерии подобия в соответствии с Π -теоремой равно пяти.

Раскрывая определители матрицы (3), получим матрицу индикаторов подобия, с помощью которой уравнение (4) запишем в критериальной форме:

$$Stk_{\Pi\omega} = \frac{l_{\Pi}}{d_{ж}} = \frac{Re_{\Pi}^2}{Re_{ж}} Ard_{ст} \cdot \pi_k \cdot \pi_{Г} = \frac{Re_{\Pi} d_{\Pi}}{18d_{ж}} Ard_{ст} \cdot \pi_k \cdot \pi_{Г}. \quad (4)$$

где $Re_{\Pi}, Re_{ж}$ – критерий Рейнольдса для частицы пыли и капли жидкости; $Ard_{ст}$ – статический критерий Архимеда; π_k – кинематический критерий подобия; $\pi_{Г}$ – геометрический критерий подобия, $k = 1/18$ согласно [4].

При $Stk_{\Pi} > Stk_{\Pi кр}$ коэффициент эффективности столкновения определяется по формуле:

$$K_S = \frac{\text{Stk}_{\Pi}^2}{\text{Stk}_{\Pi} + a}, \quad (5)$$

где $a = f(\text{Stk}_{\Pi}, \text{Re}_{\text{ж}})$; $\text{Re}_{\text{ж}}$ – критерий Рейнольдса капли жидкости.

С учетом статей [3-6], уравнение преодоления запрещающего энергетического барьера при гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции можно записать в виде:

$$W_k \geq F_{\text{ж-г}\omega} \cdot d_{\text{ж}} = W_{\text{ж-г}} - \Delta W_{\text{ж-г}\omega} = 2\delta_{\text{ж-г}} \cos \theta - \frac{\pi}{8} \rho_{\text{ж}} d_{\Pi}^3 \sin^4 \theta \cdot \omega_{\text{ж}}^2 = 2\delta_{\text{ж-г}} \cdot \cos \theta_{\omega}. \quad (6)$$

После соответствующих преобразований, выражения для критического значения «инерционного параметра» Стокса получим в виде:

$$\text{Stk}_{\Pi\omega \text{ кр}} = \frac{\tau_{\Pi} \sqrt{\frac{24\delta_{\text{ж-г}} \cdot \cos \theta_{\omega}}{(\rho_{\Pi} - \rho_{\Gamma})d_{\Pi}}}}{d_{\text{ж}}}. \quad (7)$$

Таким образом, задача определения эффективности коагуляции в условиях гидровихревого инерционного ортокинетического столкновения заключается в установлении зависимости критического значения инерционного критерия Стокса $\text{Stk}_{\Pi\omega \text{ кр}}$ от угловой скорости вращения капли $\omega_{\text{ж}}$ жидкости и диаметра пылинки $d_{\Pi\omega}$.

С целью установления достоверности полученных формул и критериального уравнения были проведены экспериментальные исследования для установления критического значения критерия Стокса $\text{Stk}_{\Pi\omega \text{ кр}}$ зависимости от угловой скорости вращения капли жидкости $\omega_{\text{ж}}$, а также изменения энергетического аэродинамического барьера с изменением диаметра частицы пыли $d_{\Pi\omega}$.

При угловой скорости вращения капель жидкости $\omega_{\text{ж}} = 600 \text{ с}^{-1}$, значение $\text{Stk}_{\Pi\omega \text{ кр}}$ снижается более чем в сто двадцать раз, по сравнению с его критическими значениями, обеспечивающими полное поглощение частиц пыли в условиях поступательного движения капель жидкости, то есть при $\omega_{\text{ж}} = 0$. При этом критическое значение критерия Стокса $\text{Stk}_{\Pi\omega \text{ кр}}$, рассчитанное по формуле (14), соответствуют с достаточной точностью его критическому значению полного поглощения полученному экспериментальных исследований в условиях, определяемых критериальным уравнением (11).

Снижение величины критерия Рейнольдса для капель жидкости при гидровихревом высоконапорном гидрообеспыливании соответствует уменьшению скорости поступательного движения капли жидкости $V_{\text{ж}}$, то есть уменьшению расхода воды, повышая ресурсоэффективность системы пылеподавления. Приведенные данные показывают, что при вихревом инерционном ортокинетическом гетерокоагуляционном взаимодействии вращающихся капель жидкости и не смачиваемых частиц пыли коэффициент захвата η_{Stk} будет равен коэффициенту коагуляции $\eta_{\text{к}}$ при существенно меньших значениях критерия Рейнольдса, т.е. при меньших скоростях поступательного движения капли жидкости, либо меньших размерах частицы пыли.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили достаточную

достоверность критериального уравнения гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции для применения его в целях обеспечения идентичности результатов моделей испытаний с реальными физическими процессами пылеподавления. Результаты расчетов по предложенной математической модели критериальных уравнений, показали высокую эффективность гидровихревой инерционной ортокинетической коагуляции, позволившей на 25 % снизить расход воды, уменьшить минимальный размер поглощения абсолютно гидрофобных частиц угольной пыли до $5 \cdot 10^{-7}$ м повысить эффективность пылеподавления до 99 % в сравнении с классическим высоконапорным гидрообеспыливанием.

Библиографический список

1. Либецкий К. Пылевые опасности в горнодобывающей промышленности // Главный институт горного дела, Польша. Катовице. 2004. С. 486
2. Макаров В.Н., Косарев Н.П., Макаров Н.В., Угольников А.В., Лифанов А.В. Эффективная локализация взрывов угольной пыли с использованием гидровихревой коагуляции. Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. [Геология. Нефтегазовое и горное дело № 2, Т. 18, 2018](#). С. 178-189.
3. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Потапов В.В., Горшкова Э.М. Перспективный способ повышения эффективности высоконапорного гидрообеспыливания. Вестник ЗабГУ. 2018. Т. 24 № 5. С. 13-20.
4. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Кривошеин М.В. Математическое моделирование вихревого гидрообеспыливания на предприятиях горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XVI международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека» Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. 2018. С.188-190
5. Фролов А.В., Телегин В.А., Сечкерев Ю.А. Основы гидрообеспыливания. Безопасность жизнедеятельности. 2007. № 10. С. 1–24.
6. Веников В.А. Теория подобия и моделирования применительно к задачам электроэнергетики. М.: Высшая школа, 1966. С. 487

МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАЛОШУМНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Мухачёва Л.В., Таугер В.М.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Исследована возможность снижения шума взаимодействия, генерируемого осевым вентилятором. Показано, что для уменьшения уровня звукового давления целесообразно соответствующим образом подбирать физико-механические свойства материала лопаток.

Ключевые слова: осевой вентилятор, шум, частота колебаний, шум взаимодействия, резонанс, жёсткость, композит.

Машины, оборудование и вспомогательная техника горных предприятий создают шум, негативно влияющий на организм человека [1]. Одним из источников интенсивного шума является шахтный осевой вентилятор (ОВ).

Различают шум механического и аэродинамического характера. Уменьшение механической составляющей до приемлемых значений не представляет сложности. Значительно бóльшие трудности связаны со снижением влияния аэродинамических факторов.

Аэродинамические источники шума следующие: вихревой шум, шум взаимодействия, шум пограничного слоя как результат вихреобразования вблизи поверхностей лопаток и внутренних стенок корпуса, турбулентный шум. В общем случае в шуме осевого вентилятора присутствует несколько из перечисленных составляющих. Предлагаемый метод нацелен на минимизацию шума взаимодействия.

Причина возникновения данной составляющей заключена в неоднородности воздушного потока, проходящего через решётку рабочих лопаток. В свою очередь, неоднородность вызвана структурированием потока как направляющим (НА) и спрямляющим (СА) аппаратами, так и дискретностью самой решётки. Соответственно могут быть выделены следующие частоты возмущающих воздействий:

– частота влияния НА

$$f_{\text{НА}} = \frac{nz_{\text{НА}}}{60} i; \quad (1)$$

– частота влияния СА

$$f_{\text{СА}} = \frac{nz_{\text{СА}}}{60} i; \quad (2)$$

– частота влияния дискретности решётки

$$f_k = \frac{nz_k}{60} i. \quad (3)$$

В формулах (1) – (3) n – частота вращения колеса, об/мин; $z_{НА}$, $z_{СА}$, z_k – числа лопаток НА, СА и колеса соответственно; i – номер гармоники.

Полностью устранить шум взаимодействия невозможно. Даже если аэродинамическая схема вентиляционной установки простейшая и не включает НА и СА (например, в системах воздушного охлаждения предприятий горной и нефтегазовой отраслей), остаётся фактор дискретности решётки. Наивысший уровень звукового давления создаётся в том случае, когда частота шума взаимодействия близка к частоте собственных колебаний лопатки. Возникает биение, а при полном совпадении частот – резонанс. Колебания лопатки в свою очередь вызывают возмущения в пограничном слое и способствуют дополнительному усилению шума.

В методе проектирования решается задача предотвращения резонансных явлений за счёт следующих мероприятий:

- 1) выбор оптимальных параметров аэродинамической схемы;
- 2) выбор материала рабочих лопаток;
- 3) расчёт геометрических параметров рабочей лопатки по условию предотвращения резонанса.

Оптимизация параметров аэродинамической схемы подразумевает сглаживание неоднородности потока, созданной лопатками НА и СА, без ущерба выходных параметров ОВ, а также предотвращение совпадения частот $f_{НА}$ и $f_{СА}$ с частотой f_k . Задача уменьшения неоднородности потока решается установкой НА и СА на рекомендуемых расстояниях от колеса. Совпадения частот можно избежать путём грамотного подбора $z_{НА}$ и $z_{СА}$.

Выбор материала лопаток определённым образом связан с расчётом её геометрии. Следует принять материал, руководствуясь назначением, рабочими характеристиками и условиями эксплуатации ОВ, а затем, руководствуясь результатами расчёта геометрии лопатки, либо оставить принятый, либо перейти к материалу с другими физико-механическими свойствами. По ряду показателей хорошо зарекомендовали себя композиционные материалы (композиты) – стеклопластики [2], поэтому целесообразно именно их и принять предварительно.

Исходным пунктом расчёта геометрии лопатки служит полученная теоретическими выкладками на основе [3] формула частоты собственных колебаний, которая учитывает как её размерные соотношения, так и влияние центробежной силы:

$$f = \sqrt{\left[f_0^2 + B \left(\frac{\omega}{2\pi} \right)^2 \right] \left[1 - \frac{0,0361q^2\gamma^2}{(1+0,885q^2)(1+0,0364\gamma^2)} \right]}, \quad (4)$$

где f_0 – частота собственных колебаний лопатки без учёта кручения и центробежных сил; q – относительная изогнутость профиля корневого сечения лопатки; B – поправочный коэффициент; ω – угловая скорость колеса; γ – параметр закрученности.

Частота собственных колебаний равна

$$f_0 = 0,038 \frac{\lambda \delta}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho} (1 + q^2)}. \quad (5)$$

где λ – коэффициент формы лопатки, зависящий от соотношений площадей и моментов инерции корневого и концевых сечений; l – длина пера лопатки; δ – толщина профиля в корневом сечении; E , ρ – модуль упругости и плотность материала лопатки соответственно.

Коэффициент B определяется по выражению

$$B \approx 0,833 \frac{D_{\text{ср}}}{l} - \cos^2 \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_0 \right) + 0,5, \quad (6)$$

где $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр проточной части колеса; α_0 – угол установки корневого сечения, рад.

Параметр закрученности отражает зависимость угла α , рад, установки произвольно взятого сечения относительно корневого от радиуса r , на котором данное сечение расположено:

$$\gamma \approx \frac{b^2}{\delta} \cdot \frac{d\alpha}{dr}, \quad (7)$$

где b – хорда профиля.

Относительная изогнутость выражается формулой

$$q = \frac{h}{\delta}, \quad (8)$$

где h – прогиб профиля в корневом сечении.

Такие геометрические параметры как $D_{\text{ср}}$, l , b , h , α_0 , $\frac{d\alpha}{dr}$ заданы аэродинамическим расчётом вентилятора и изменению не подлежат. Корректировка частоты f во избежание её совпадения с частотами возмущающих воздействий производится переходом на другой материал (изменение E и ρ) и/или варьированием зависимости толщины профиля от радиуса r .

Разнообразие материалов и подбор толщины профилей предоставляют широкие возможности существенного снижения звуковой мощности ОВ.

Библиографический список

1. Ушаков К.З. Безопасность жизнедеятельности: учеб. для вузов / К.З. Ушаков, Н.О. Каледина, Б.Ф. Кирич, М.А. Сребный. – М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2000. – 430 с.

2. Таугер В.М., Мухачева Л.В., Волков Е.Б. Влияние шума осевых вентиляторов местного проветривания на условия труда горнорабочих / Материалы Всероссийской конференции «Математическое моделирование механических явлений». Екатеринбург: УГГУ, 2017. – С. 42 – 36.

3. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. / Под общ. ред. д-ра техн. наук проф. И. А. Биргера. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

УДК 622.07

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АСБЕСТА И ВМЕЩАЮЩИХ ПОРОД

Потапов В.Я., Потапов В.В., Колокольцева Е.Ю.,
Горшкова Э.М., Захарова А.А.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Решение задачи моделирования физико-механических свойств асбестовой руды решена, по результатам расчёта построены кривые, позволяющие определить содержание асбеста в хризотил-асбестовых рудах.

Ключевые слова: асбест, асбестовая руда, гранулометрический состав, теплоёмкость, температуропроводность.

Асбест является наиболее сложным неметаллическим дисперсным материалом, обладающим двумя фазами: остов скелета (большое число твердых частиц разнообразной формы и величины) и промежутки, заполненные газами и влагой. В связи с этим на теплопроводность R будет сильно влиять влажность ω , гранулометрический состав G , плотность (пористость) P упаковки, следовательно, температура асбестовой руды зависит от многих факторов. Температурное поле является функцией времени нагрева t , температуры поверхности тела T_n , но также одной из теплофизических характеристик тела – коэффициента температуропроводности k :

$$T = f[t, T_n, k(\omega, G, P, \lambda, C_T)], \quad (1)$$

где λ – теплопроводность; C_T – теплоёмкость.

Для определения теплопроводности λ воспользуемся формулой Некрасова:

$$\lambda = \frac{1,5\pi\lambda_1(0,9 - P)}{(2,1 - P)^2}, \quad (2)$$

где λ_1 – теплопроводность материала, состоящего из твердого остатка; P – пористость системы в процентах.

А.Ф. Чудновский [1] приводит значения теплопроводности асбеста: $\lambda_a = 0,163$ Вт/(м·°К).

С учетом рыхлой упаковки (двухфазной системы) проводим расчет коэффициента температуропроводности k для асбеста и вмещающих пород через средневзвешенные величины.

Определим средневзвешенную теплоёмкость $C_{T_{cp}}$ и плотность P_{cp} асбеста и породы по следующим выражениям [2, 3]:

$$C_{T_{cp_{a(n)}}} = \frac{c_i V_{пар} + C_{a(n)} V_{a(n)}}{V_{общ}}; \quad (3)$$

$$P_{cp} = \frac{P_{0(n)} V_{0(n)} + P_v V_v}{V_{общ}} = \frac{P_{0(n)} V_{0(n)}}{V_{общ}}, \quad (4)$$

где C_a, C_n, C_v – теплоемкость асбеста, породы, воздуха, Дж/(кг·°К); $V_{пар}, V_a, V_n$ – объем занимаемой породы (воздуха), асбестом, породой; $V_{общ}$ – общий объем, приходящийся на воздух, породу, асбест; P_0, P_a – плотность асбеста породой г/см³.

Влияние плотности упаковки на распределение температуры подтверждено расчетными кривыми, а также экспериментально (см. рис. 1). Учет влажности дисперсного материала при количественной оценке его теплофизических характеристик представляет собой особо сложную задачу, поскольку требуется рассмотрение процесса теплопередачи уже в 3-х фазной, вместо двух фазной системы. Соответственно этому следует применить формулу (3).

$$\lambda = \lambda_1 \frac{(1 - P_{3,2})}{1 + \frac{P_{3,2}}{2}} \quad (5)$$

где $P_{3,2}$ – относительный объем, приходящийся на общую среду, влага + поры.

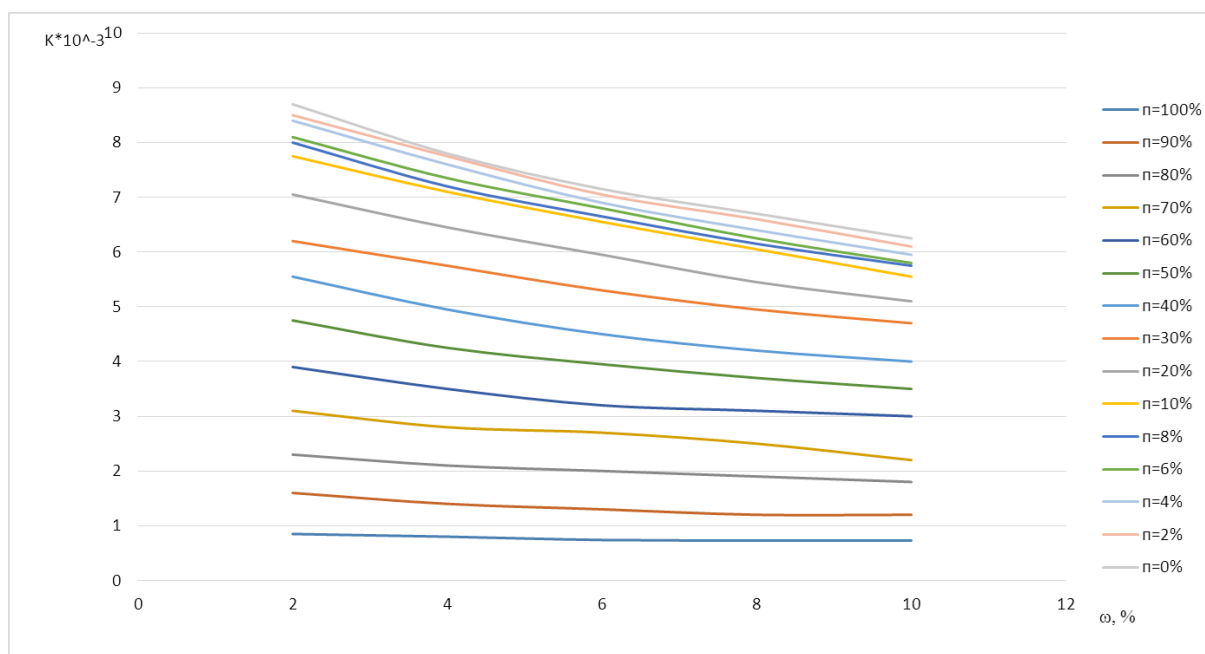


Рис. 1. Зависимость коэффициента температуропроводности от влажности для различных содержаний асбеста в руде

Расчетные формулы коэффициента температуропроводности для трех фазной системы с учетом средневзвешенных величин $C_{\text{тср}}$ и $P_{\text{ср}}$ принимают следующий вид:

$$C_{T_{\text{ср}a(n)}} = \frac{C_{T_{H_2O}} V_{H_2O} + C_{a(n)} \cdot V_{a(n)} + C_{\text{в}} V_{\text{в}}}{V_{\text{общ}}} ; \quad (6)$$

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_{a(n)} V_{a(n)} + P_{H_2O} V_{H_2O} + P_{\text{в}} V_{\text{в}}}{V_{\text{общ}}} = \frac{P_{a\phi_{\text{в}}} \cdot V_{a(n)} + P_{H_2O} V_{H_2O}}{V_{\text{общ}}} , \quad (7)$$

где $C_{T_{H_2O}}$ – теплоемкость воды; V_{H_2O} – объем, занимаемый водой.

В расчетах (4, 7) плотностью воздуха можно пренебречь.

Общая температуропроводность асбестосодержащей руды определяется следующим образом:

$$K_{\text{общ}} = \frac{\alpha_a k_a + k_n \alpha_n}{100\%} , \quad (8)$$

где k_a, k_n – коэффициенты температуропроводности, находимое по формулам, указанным выше; α_a, α_n – содержание асбеста и породе в процентах.

По расчетным кривым мы можем выбрать необходимую температуру нагрева, время нагрева, высоту образца. Все эти параметры необходимы для быстрого определения содержания асбеста в хризотил-асбестовых рудах.

Библиографический список

1. Комлев С.Г. Селективный нагрев частиц при термоагдезионом обогащении. / Известия вузов. Горный журнал, 1989, № 4.
2. Козин В.З. Опробование и контроль технологических процессов обогащения. - М.: Недра, 1985. – 294 с.
3. Карпов А.А. Анализ опробования руд хризотил-асбеста на обогатительных фабриках. / А.А. Карпов, В.А. Шалюгина, Е.Ф. Цыпин [и др.]. / Сб. научных трудов ВНИИпроектасбеста, 1982. – С. 70 – 74.

УДК 622.75.233

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДРОБИМОСТИ СУЛЬФИДНОЙ РУДЫ НА ОПЫТНОЙ УСТАНОВКЕ

Стожков Д.С., Потапов В.Я., Афанасьев А.И., Потапов В.В.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Получено уравнение, адекватно отражающее свойства горной породы при изменении содержания сульфидов в пределах от 0,1 до 0,3 г/г, что включает весь диапазон содержания сульфидов в забалансовых рудах Южного Урала.

Ключевые слова: сульфидная руда, дробление, магнитно-индукционный датчик, электрод, пробой, выбропитатель.

Для выбора способа разделения бедных сульфидных руд необходимо оценить материальные затраты, в которых существенную долю составляют энергозатраты на основные операции: грохочение – идентификация кусков, дробление, измельчение.

Исследование дробимости бедной сульфидной руды производилась на экспериментальной установке, разработанной и созданной в УГГУ. Она состояла из электромагнитного вибрационного питателя-раскладчика 1 (рис. 1), управляемого источника высокого напряжения (трансформатора) 2, электромагнитного отбрасывателя 3, электронной системы управления 4, смонтированной на съемной панели распределительного щита, пульта включения системы управления и питания трансформатора 5, шторки 6 электромагнитного отбрасывателя, неподвижного 7 и подвижного 8 электродов и магнитно-индукционного ударника. На рис. 1 обозначено: 9 – богатая сульфидная руда, 10 – два куса забалансовой сульфидной руды; 11 – куски пустой породы. В качестве базовой машины для вибрационного питателя раскладчика был взят электромагнитный вибропитатель серии ПЭВ с подвеской рабочего органа на пружинах.

Включение первичной обмотки трансформатора и пропускание тока через руду осуществлялось симистором, который также включал зарядное устройство

магнитно-индукционного ударника. Включение отбрасывателя и ударника производилось в том случае, если кусок «пробивался» током. Пропускание тока через кусок породы осуществлялось в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Такое техническое решение объясняется тем, что в промышленном аппарате подвести кусок к электродам в двух плоскостях можно достаточно просто, без существенных затрат.

Электрический пробой куска в двух плоскостях позволяет получить существенное ослабление механической прочности горной породы. Для осуществления пробоя куска в трех плоскостях требуется его остановка, что значительно усложняет конструкцию аппарата и снижает эффективность его работы.

Один из электродов был неподвижно установлен под углом φ к продольной оси симметрии вибропитателя и являлся одновременно направляющей плоскостью. Он заканчивался горизонтальной медной пластиной, что обеспечивало пробой куска в двух плоскостях. Второй, подвижный электрод, был установлен вдоль оси симметрии. Такая конструкция обеспечивала контакт электродов с куском независимо от его размеров.

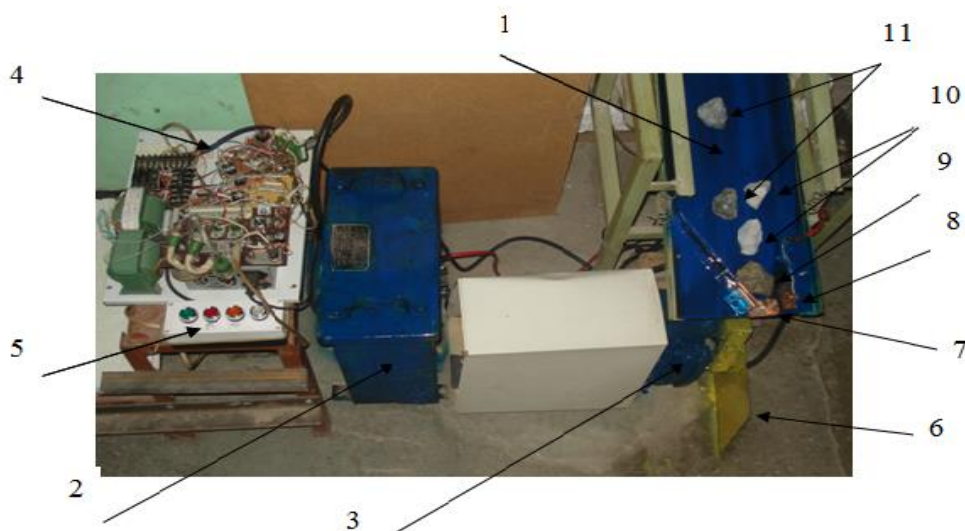


Рис. 1. Экспериментальная установка для электрообработки бедной сульфидной руды

На рис. 2. изображено два положения куска руды идеальной формы в начале и конце его контакта с электродами. Среднее время протекания тока в куске определялось согласно рис. 2.

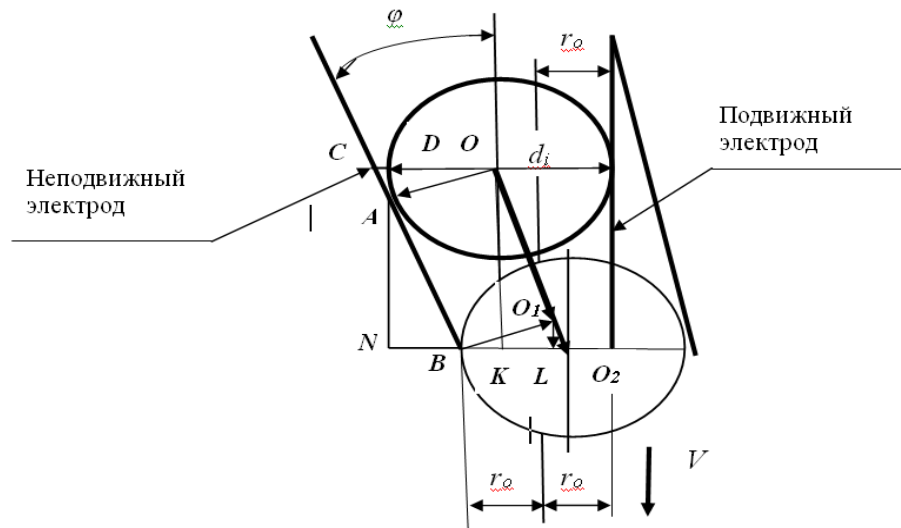


Рис. 2. Схема движения куска при контакте с электродами

Для оценки времени пробоя, рассмотрим движение куска сульфидной руды идеальной формы. Сначала кусок движется по неподвижному контакту, наклоненному под углом φ к продольной оси рабочего органа. Точка «О» перемещается в точку «О₁». Затем центр тяжести куска (точка О₁) перемещается в точку L практически по прямой. Рассмотрим прямоугольные $\triangle OAD$ и $\triangle ANB$, так как $AB = OO_1$, $O_1L = AD$, $\triangle ODA = \triangle BO_1L$, то можно определить путь куска от начала до конца его контакта с электродами:

$$S \approx [r(1 + \cos \varphi) - d_0 + r \sin^2 \varphi] \sin^{-1} \varphi, \quad (1)$$

где r – радиус куска сульфидной руды, м; d_0 – минимальный диаметр кусков исходного питания, м.

Таким образом, данное конструктивное исполнение контактов позволяет оказывать дифференцированное токовое воздействие на куски руды различных размеров.

Время протекания тока в первом приближении можно определить по уравнению:

$$t_{\Pi} \approx \frac{S}{V}, \quad (2)$$

где V – скорость движения куска сульфидной руды, м/с.

Так как размеры кусков исходной руды являются случайной величиной, то и время протекания тока также является случайной переменной. Уравнения (1) и (2) показывают, что время протекания тока увеличивается с увеличением размеров кусков. Это является положительным фактором, который способствует увеличению вскрытия зерен сульфидов.

Скорость движения кусков регулировалась путем изменения угла наклона и амплитуды колебаний рабочей поверхности вибропитателя.

Следует отметить, что уравнение (1) справедливо, если выполняется условие:

$$\varphi \leq \varphi_{\text{тр}}, \quad (3)$$

где $\varphi_{\text{тр}}$ – угол трения куска сульфидной руды о рабочую поверхность вибропитателя.

Куски руды имеют неправильную форму, следовательно, их сечение между электродами переменное. Сульфиды в кусках распределены неравномерно, поэтому проводимость их между электродами также переменная. В отдельных кусках сульфидов было больше 80 %, однако пробы не наблюдалось, так как электроды попадали на вкрапления пустой породы, которая имеет относительно низкую проводимость. Поэтому было принято решение определять проводимость идеализированных образцов, в которых сульфиды распределены равномерно по всему объему, а сечение между электродами постоянное.

В табл. 1 приведены средние по 5 опытам значения напряжений пробы, содержание сульфидов, размеры образца и ток во вторичной обмотке трансформатора. Из таблицы видно, что удельное электрическое сопротивление породы нелинейно зависит от содержания сульфидов. Оно быстро возрастает при уменьшении содержания сульфидов. Это подтверждает высокую контрастность бедной сульфидной руды по электрическим свойствам. Следовательно, бедные руды могут быть достаточно легко отделены от кондиционных.

Таблица 1

Результаты эксперимента по электрическому пробую сульфидных руд

№	Напряжение пробы, кВ	Удельное напряжение пробы, кВ/см	Содержание сульфидов, г/г	Толщина образца, см	Ток во вторичной обмотке, А	Удельное сопротивление образца, Ом·м	Расчетное удельное напряжение пробы, кВ/см
1	9,2	8,4	0,1	1,1	0,06	1860	7,8
2	5,75	3,6	0,15	1,6	0,11	830	4,1
3	9,2	1,84	0,2	5,0	0,8	520	2,06
4	5,75	1,1	0,25	5,2	1,2	260	1,07
5	2,78	0,53	0,3	5,4	1,46	72	0,55

На рис. 3. приведена зависимость удельного напряжения пробоа от содержания сульфидов.

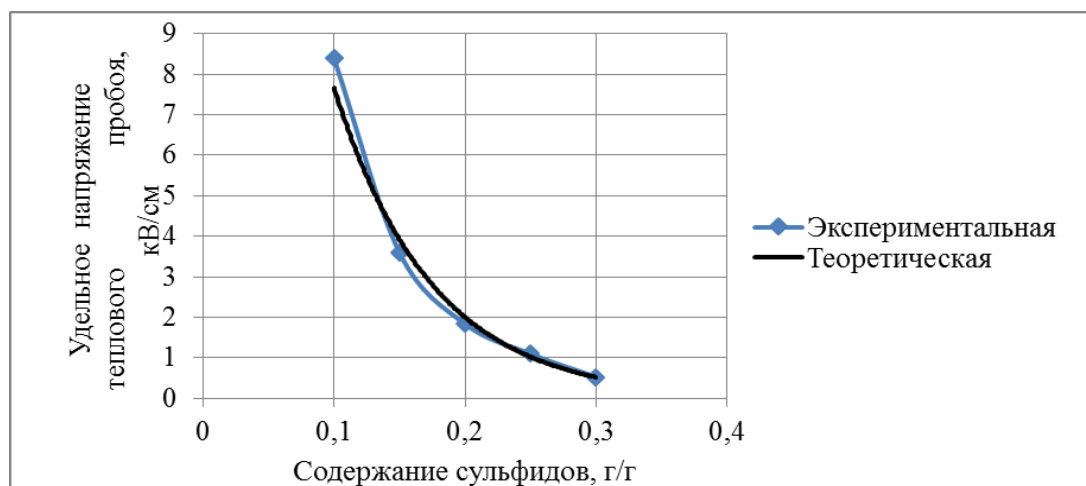


Рис. 3. Зависимость удельного напряжения пробоа от содержания сульфидов

В результате статистической обработки [4, 5] получена зависимость удельного напряжения пробоа (U_y , кВ/см) от содержания сульфидов (α , г/г) в куске забалансовой руды.

$$U_y = 29,9 \exp(-13,4\alpha), \quad (4)$$

Уравнение (4) адекватно отражает свойства горной породы при изменении содержания сульфидов в пределах от 0,1 до 0,3 г/г, что включает весь диапазон содержания сульфидов в забалансовых рудах Южного Урала. Относительно большая величина корреляционного отношения $R^2 = 0,99$ [4, 5] свидетельствует о наличии существенной взаимосвязи между содержанием сульфидов и удельным напряжением пробоа.

Уравнение (4) позволяет определить величину напряжения, необходимого для пробоа кусков забалансовой руды с различным содержанием сульфидов в классе минус 80 + 20 мм.

Выводы. 1. Относительно тесная связь содержания сульфидов с электрической проводимостью позволяет установить их границу, по которой можно удалять в хвосты пустую породу.

2. Максимальный размер куска и граничное содержание сульфидов определяют конструктивные параметры высоковольтного трансформатора и, соответственно, затраты энергии на электрообработку.

Библиографический список

1. Цыпин Е.Ф., Тююшева Н.М., Аржанников Г.И. [и др.]. О возможности предварительной концентрации забалансовых руд. //В кн.: Повышение комплексности использования сырья при переработке руд цветных металлов. Свердловск.: УРАЛПРОМЕДЬ, 1988. – С.12 – 16.

2. Мокроусов В. А., Лидеев В. А. Радиометрическое обогащение нерадиоактивных руд. – М.: Недра, 1979.-192 с.

3. Цыпин Е. Ф., Потапов В. Я., Троп В. А. Прогноз радиометрической обогатимости медно-цинковых руд на основе априорной информации. // Изв. вузов. Горный журнал, 1990, № 6. – С. 110 – 115.

4. Троп В. А., Леонов Р. Е. Отбор значимых признаков при классификации производственных ситуаций в магнитном обогащении руд. // Идентификация технологических процессов обогатительных фабрик, 1975. Вып. 113. – С. 24 – 32.

5. Потапов В.Я., В.В. Потапов, Анохин П.М. [и др.]. Выбор информативных признаков для разделения асбестовых руд. / Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2017. № 4. – С. 53 – 64.

ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ ПРИ ОЦЕНКЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК РУДНИЧНОГО ПОДЪЕМА

Таугер В. М., Двинин Л. А., Двинина Л. Б.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Предложена методика исследований динамических режимов рудничных подъемных установок на основе теории подобия, содержащая исчерпывающие и законченные решения конкретных задач динамики.

Ключевые слова: рудник, главная подъемная установка, динамика, расчёт, теория подобия.

Анализ традиционных методов расчета и проектирования подъемных установок показывает, что классическая теория рудничного подъема представляет собой фундаментальную базу для формирования новых подходов при решении задач динамики нагружения рудничного подъемного оборудования [1, 4...7].

Новое направление исследований базируется на теории подобия, позволяющей на основании принятых критериев подобия предложить простой графоаналитический метод решения основных уравнений, определяющих все

показатели работы шахтного подъема при любом режиме управления шахтной подъемной машиной, в том числе и рациональном («наивыгоднейшем») режиме [2, 3, 8].

Ранее учение о подобии явлений представлено в трудах Ньютона, Бертрана, Букингама, Релея, Рейнольдса, Нуссельта, а позднее в трудах российских ученых Федермана А.А, Седова Л.И., Кирпичева М.В., Дьяконова Г.К., Веникова В.А., Алабужева П.М., Гухмана А.А. и других исследователей.

Исследование экстремальных задач шахтного подъема начинается с момента открытия акад. М.М. Федоровым в 1926 г. параметра динамического подобия, названного им константой динамического режима, что позволило открыть существование параметров подобия в шахтном подъеме [4, 5].

Поиски оптимального решения по выбору наивыгоднейших параметров шахтных подъемных установок показали, что энергетические показатели шахтного подъема зависят не только от этой константы, но также и от режима управления подъемной машиной.

Проф. Г.М. Еланчик в 1971 г. в работе «Выбор наивыгоднейших параметров шахтных подъемных установок» [6, 7] отмечает, что предложенная работа обобщает методику расчета шахтных подъемных установок как для случаев проектирования, так и для реконструкции шахтного подъема. По мнению Г. М. Еланчика в теории и практике шахтного подъема существуют две основные задачи:

– **первая задача** – выбор выгоднейших параметров (грузоподъемности и максимальной скорости движения) шахтной подъемной установки и, как следствие, требуемой подъемной машины при заданной производительности подъема;

– **вторая задача** – выбор указанных выгоднейших параметров, обеспечивающих наибольшую производительность подъема при заданной подъемной машине».

По мнению проф. Г. М. Еланчика первая из этих задач должна являться единственной и исчерпывающей в шахтном подъеме, если бы проблема указанных параметров сводилась только к проектированию подъемной установки. Но т.к. все оборудование шахтного подъема выпускается по стандартам, то после предварительного расчета приходится принимать мощность двигателя подъема по ближайшей большей величине.

Следовательно, всякая выбранная стандартная подъемная машина неизбежно имеет известные резервы (по отношению к заданной производительности подъема), и не логично их не использовать, т. е. не обеспечить наибольшей возможной производительностью при выбранном стандартном оборудовании.

Таким образом, при проектировании новых подъемных установок приходится одновременно решать обе указанные задачи, т.е. требуется пересмотреть рассчитанные параметры так, чтобы при выбранной стандартной подъемной машине обеспечить наибольшую возможную производительность подъема. В случае, если номинальная мощность установленного стандартного

двигателя более чем на 10% превысит расчетную мощность, то тогда пересмотр расчетных параметров подъемной машины может дать заметный эффект увеличения производительности подъема.

Что касается реконструкции подъема, то всегда приходится решать вторую задачу, т. е. определять выгоднейшие значения грузоподъемности и максимальной скорости движения, обеспечивающие максимальную его производительность при установленной подъемной машине

Таким образом, вторая из указанных задач в теории шахтного подъема, по существу, является основной. Между тем, этой задаче вообще не уделяется никакого внимания. Это приводит к ухудшению энергетических показателей подъема (увеличению мощности двигателя, удорожанию стоимости электроэнергии), а также к общему удорожанию подъема полезного ископаемого.

Если учесть, что всякое увеличение пускового усилия F_1 на ободу барабана приводит при заданных условиях к увеличению пускового ускорения a_1 и, одновременно, к уменьшению максимальной скорости движения V_{\max} , поэтому задача установления наивыгоднейшего режима работы шахтной подъемной машины является экстремальной. Следовательно, существует режим управления подъемной машиной с таким пусковым ускорением a_1 , при котором пусковая мощность на валу барабана подъемной машины, пропорциональная произведению $F_1 \cdot V_{\max}$, будет минимальной, а значит, при допустимой перегрузке двигателя, номинальная мощность двигателя будет также минимальной. Одновременно при этом будет изменяться и стоимость расходуемой электроэнергии.

Поэтому установление выгоднейшего режима работы является первоочередной задачей шахтного подъема. Однако эта задача казалась неразрешимой и, в лучшем случае, решалась сравнением нескольких случайно выбранных вариантов.

Кажущаяся неразрешимость этой задачи объясняется тем, что эквивалентное усилие на ободу аппарата навивки шахтной подъемной машины F_3 , характеризующее нагрев электродвигателя, является функцией диаграммы скорости подъема. А так как выгоднейшую диаграмму скорости, обеспечивающую полное использование перегрузочной способности двигателя без увеличения его номинальной скорости, можно найти, зная только указанное эквивалентное усилие, то получается заколдованный круг.

Проф. Г.М. Еланчик считает, что если исследовать закономерности нагревания двигателя, то легко заранее определить с достаточной точностью значение эквивалентного усилия F_3 , т. е. до выбора параметров диаграммы скорости. Таким образом, только установление наивыгоднейшего режима управления подъемной машиной обеспечивает выбор наивыгоднейших параметров по грузоподъемности и диаграмме скорости. Поэтому все попытки

решения такой задачи при случайно выбранной диаграмме скорости аннулируют правильность получаемых результатов.

Наконец, решение второй указанной задачи, т.е. исчерпывающего выявления резервов принятого при проектировании стандартного оборудования или существующего оборудования при реконструкции шахтного подъема, с целью обеспечения его максимальной производительности, невозможно без надлежащего анализа физики работы шахтной подъемной машины на базе наивыгоднейшего режима управления ею. Последние задачи вообще не исследовались в теории динамики шахтного подъема.

Одними из новых направлений в решении указанных задач являются исследования [9 – 11], в которых на основе теории подобия [2, 3, 8] обосновываются рекомендации на проектирование динамических режимов шахтного подъемного оборудования.

В основу методики оценки предельных значений динамических параметров положен графоаналитический метод, состоящий в построении по принятым критериям подобия номограмм, соответствующих критериальным уравнениям, описывающим динамические режимы рудничного подъема.

В этих работах с новых позиций были исследованы кинематические, динамические и электродинамические характеристики подъемных установок, рассмотрены вопросы об импульсном характере динамических режимов при различной степени уравновешенности шахтного подъема и различных графиках скорости, определены критерии механического подобия подъемных установок, на основании которых разработаны номограммы подобия характерных динамических режимов.

Особенностью номограмм является то, что каждая точка на их поле представляет («аккумулирует») множество подобных безразмерных параметров и показателей этих режимов, что позволяет из этого множества выбрать рациональный («наивыгоднейший») режим управления шахтной подъемной машиной.

Указанный метод значительно сокращает объемы проектных расчетов, т.к. позволяет оценивать параметры в комплексе в соответствии с критериальными уравнениями, описывающими переходные процессы рудничного подъема.

В классической теории подъема исследование динамических режимов проводилось только в одном направлении – при постоянном весе груза и переменной производительности. Такой подход позволил определить относительные минимумы эквивалентных значений усилия и мощности. Эти относительные минимумы рассматривались в шахтном подъеме акад. М.М. Федоровым [8, 9], который установил, что при степени статической неуравновешенности подъема $\delta = 0$ условным минимумам эквивалентных усилий соответствует степень неполноты графика скорости $\alpha = 1,5$.

В работах [9 – 11] показано, что для получения исчерпывающей информации по динамике подъема исследование переходных режимов целесообразно проводить по двум направлениям – как при постоянном весе

груза и переменной производительности, так и при переменном весе груза, и постоянной, заданной производительности подъемной установки.

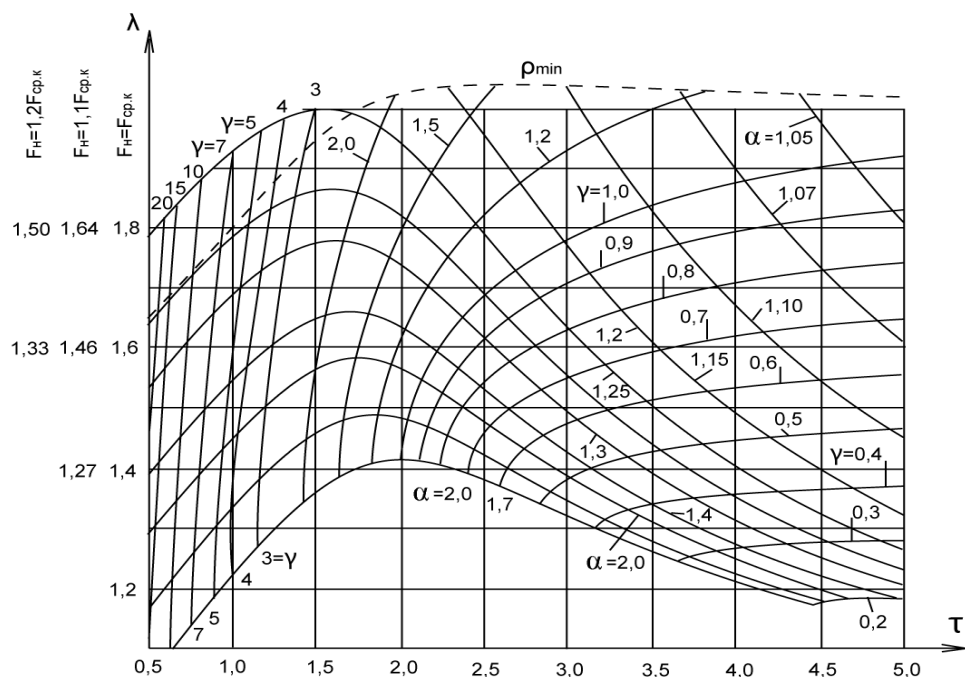


Рис.1. Изолинии множителя скорости α и относительного ускорения γ в зависимости от относительного времени τ и пусковой перегрузки λ

Анализ построенных зависимостей между критериями подобия по номограммам подобия, позволяет не только установить вклад каждого из этих параметров в динамические характеристики подъема, но и получить величины их предельных значений, что необходимо при выборе рационального динамического режима, как по энергетическим, так и другим показателям.

Предложенная методика исследований динамических режимов рудничных подъемных установок на основе теории подобия содержит исчерпывающие и законченные решения конкретных задач динамики подъемных установок и, таким образом, способствует решению главной задачи теории шахтного подъема, т. е. установлению «наивыгоднейшего режима» управления подъемной машиной.

Библиографический список

1. Еланчик Г. М. Рудничные подъемные установки. – М., Л.: Гостехиздат, 1941. – 648 с.
2. Кирпичев М. В. Математические основы теории подобия. – М.: ГЭИ, 1949. – 128 с.
3. Кирпичев М. В. Теория подобия. – М.: АН СССР, 1953. – 96 с.

4. Федоров М. М. Наивыгоднейший динамический режим в некоторых типах рудничных подъемных установок. // Избр. труды. Т. 1. – Киев: АН УССР, 1957. – 275 с.
5. Федоров, М. М. Шахтные подъемные установки. – М.: Недра, 1979. – 309 с.
6. Еланчик, Г. М. Выбор наивыгоднейших параметров шахтных подъемных установок. – М.: МГИ, 1971. – 89 с.
7. Еланчик, Г. М. Выбор оптимальных параметров проектируемых шахтных подъемных установок с двигателями постоянного тока. – М.: МГИ, 1971. – 91 с.
8. Седов, Л. И. Методы подобия и размерностей в механике. – М.: Наука, 1981. – 282 с.
9. Двинаина Л. Б. Обоснование динамических режимов при проектировании шахтных подъемных установок. Дисс... канд. техн. наук. – Екатеринбург: УГГУ, 2008. – 150 с.
10. Двинин Л. А., Двинаина Л.Б., Ляпцев С.А. Теоретическое определение импульсов усилий шахтных подъемных установок. / Изв. вузов. Горный журнал. – 2006, № 6. – С. 139 – 146.
11. Двинин Л. А. Повышение эффективности работы рудничных подъемных установок. Дисс... канд. техн. наук. – Екатеринбург: УГГУ, 2013.– 140 с.

УДК 622.678.5

БЕСКОНТАКТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ СКИПОМ И ТРУБОПРОВОДОМ ПНЕВМОПОДЪЁМНОЙ УСТАНОВКИ

В. М. Таугер, А. А. Леонтьев
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Получены уравнения, позволяющие рассчитать потерю расхода воздуха через зазоры бесконтактных уплотнений скипа в трубопроводе скиповой пневмоподъёмной установки.

Ключевые слова: скиповой пневмоподъём, трубопровод, бесконтактное уплотнение, зазор, утечка, воздушный поток.

Переход от теоретических исследований к конструктивной проработке скиповой пневмоподъёмной установки (СППУ) [1] потребует сравнения различных вариантов её исполнения на основании влияния, которое окажет тот или иной вариант на экономические и эксплуатационные показатели установки. Необходим расчётный аппарат, позволяющий количественно оценить указанное влияние теоретическими методами.

Расчётный аппарат поможет также выработать критерии подобия физической модели СППУ натурному образцу. Сложность получения критериев подобия обусловлена особенностями свойств движущей среды. Газодинамические процессы численно описать значительно труднее, чем механические, и точность таких описаний всегда вызывает сомнение. Кроме того, масштабирование может привести к изменению режима течения, в результате чего для описания аэродинамики натурального образца и модели одни и те же соотношения окажутся неприменимыми. Поэтому экспериментальное исследование установки следует подкрепить исследованием теоретическим, нацеленным на обеспечение подобия модели натурному образцу.

Одна из серьёзных задач, которую нужно решить в процессе конструирования, состоит в предотвращении сверхнормативной перетечки среды через зазоры между стенками скипа и трубой, и в рамках этой задачи выбрать тип уплотнений – контактные либо бесконтактные.

Контактное уплотнение, например, манжета или поршневое кольцо, позволит практически полностью предотвратить утечку, однако касание стенки трубы в условиях высоких скоростей и повышенных температур приведёт к быстрому износу и выходу уплотнения из строя. Бесконтактное же уплотнение лишено данного недостатка, но гарантированный зазор между ним и стенкой трубы предполагает потерю расхода воздуха.

На текущем этапе исследований представляется целесообразным рассмотреть возможность использования бесконтактного уплотнения, предусматривающего ограничение зазора заданной величиной, при которой потеря расхода будет находиться в допустимых пределах.

На рис. 1 показан вариант использования бесконтактных уплотнений. Скип 1 расположен в трубе 2 и снабжён двумя кольцами 3 и 4, наружный диаметр которых меньше внутреннего диаметра d трубы на 2δ , где δ – зазор (на рис. 1 не обозначен). Скип движется с постоянной скоростью v_c . Давление под скипом равно p_2 , между кольцами p_1 , над скипом p_0 .

Приняты следующие допущения:

- теплообмен между средой и ограничивающими стенками отсутствует;
- режим движения воздуха стационарный;

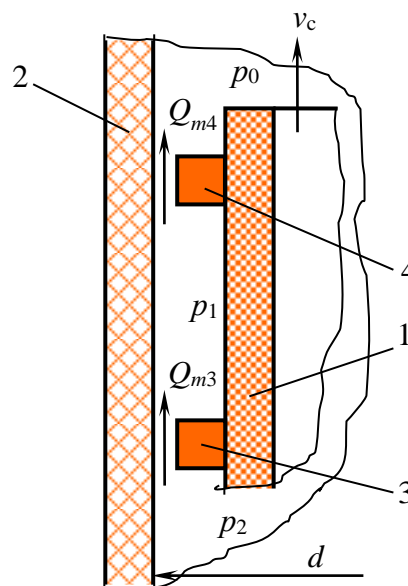


Рис. 1. Утечка воздуха через бесконтактное уплотнение

– местные и линейные аэродинамические сопротивления течению равны нулю;

Допущение об отсутствии теплообмена позволяет рассматривать газодинамический процесс как адиабатический.

Приблизительная оценка числа Рейнольдса для вероятных значений δ и $(p_2 - p_0)$ показала, что режим течения в зазорах турбулентный.

В [2] рассмотрено истечение газа из сосуда через малое отверстие и приведено выражение для расхода, в соответствии с которым массовый расход в зазоре между кольцом 3 и трубой равен

$$Q_{m3} = \mu A \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_2 \rho_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода; A – площадь поперечного сечения зазора; k – показатель адиабаты ($k = 1,4$); ρ_2 – плотность воздуха под скипом.

Аналогично для течения в зазоре между кольцом 4 и трубой:

$$Q_{m4} = \mu A \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (2)$$

где ρ_1 – плотность воздуха в промежутке между кольцами; смысл остальных переменных тот же, что и в формулах (1) и (2), применительно к данному зазору.

Для стационарного режима движения характерна справедливость закона неразрывности потока, поэтому массовый расход в зазоре между кольцом 3 и корпусом равен массовому расходу между кольцом 4 и корпусом: $Q_{m3} = Q_{m4}$.

Соотношение между ρ_2 и ρ_1 в адиабатическом процессе выражается формулой

$$\rho_1 = \rho_2 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (3)$$

Из формул (1), (2) с учётом (3) получается выражение

$$p_2^{\frac{k+1}{k}} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] = p_1^{\frac{k+1}{k}} \left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]. \quad (4)$$

Давление p_2 определяется весом скипа и площадью поперечного сечения трубы, давление p_1 в первом приближении может быть принято равным атмосферному, таким образом, формула (4) представляет собой уравнение относительно p_1 .

Вывод уравнения (4) не содержит учёта аэродинамических местных и линейных сопротивлений, поэтому полученное в результате его решения p_1 будет заниженным. В [2] рекомендуется заменить показатель адиабаты показателем политропы $n = 1,3 \dots 1,35$, что даст возможность учесть как сопротивления, так и влияние теплообмена.

Пусть $n = 1,33$. Тогда уравнение (4) принимает вид

$$p_2^{1,75} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1,5} - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1,75} \right] = p_1^{1,75} \left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1,5} - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1,75} \right]. \quad (5)$$

Подстановка полученного из (5) значения p_1 в формулу (2) даст потерю расхода, создаваемого воздуходувкой, в виде расхода Q_{m3} . Относительная величина потери расхода ΔQ_M не должна превышать некоторой допустимой по соображениям минимизации эксплуатационных расходов $[\Delta Q_M]$:

$$\Delta Q_M = \frac{Q_{m3}}{Q_M} \leq [\Delta Q_M], \quad (6)$$

где Q_M – массовый расход на выходе воздуходувки.

Далее из условия (6) следует получить допустимое значение величины зазора δ .

Библиографический список

1. Таугер В. М. Способ управления движением сосуда в системе рудничного пневмоподъёма. / В. М. Таугер, Ю. М. Казаков, Е. Б. Волков, А. А. Леонтьев. – Изв. вузов. Горный журнал, 2018, № 5. – С. 111 – 115.

2. https://life-prog.ru/1_7259_techenie-vozduha.html.

УДК 622.753.1

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВАРЬИРОВАНИЯ МЕДИАННЫМ ПРОЦЕССОМ ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ ПРИ ГИДРОВИХРЕВОЙ КЛАССИФИКАЦИИ

Угольников А.В., Макаров В.Н., Лифанов А.В., Арсланов А.А.,
Бельских А. М.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Исследования показывают, что эффективность утилизации ограничена высокими требованиями к фракционному составу, медианным размерам и дисперсности частиц ТМО, недостаточным совершенством техники и технологии и их классификации. Жесткие требования по дисперсии медианных

размеров микрочастиц ТМО обуславливает необходимость системных исследований по разработке способов их достижения в условиях вероятностного распределения физико-механических параметров исходного сырья. Приведенные в статье исследования основаны на положении о существенно большем влиянии инерционных сил на траекторию гидродинамический неустановившегося движения дисперсной системы «микрочастица – капля жидкости» в процессе гидровихревой стратификации, по отношению к аэродинамическим силам их перемещения в кипящем слое. Предложенная математическая модель медианного диаметра Дисперсных частиц ТМО от угловой скорости вращения капель жидкости позволяют создать эффективное устройство Гидровихревой классификации, сыпучих техногенных отходов.

Применение наноразмерных частиц в качестве модифицирующих добавок, а также в качестве индивидуального материала открывает новые возможности применения известных веществ. Так, использование нано порошков для реализации нового комплекса функциональных свойств не имеет альтернативы при создании тугоплавких дисперсно-упрочненных композиционных материалов [1].

Многочисленные исследования показывают, что эффективность утилизации ограничена высокими требованиями к фракционному составу, медианным размерам и дисперсности частиц ТМО. Одним из сдерживающих факторов повышения эффективности утилизации мелкодисперсных ТМО является высокая энергоемкость и недостаточное совершенство техники и технологии их классификации [2].

Для обеспечения качественного сырья в производстве материалов с уникальными свойствами необходима технология, в которой управляющее внешнее воздействие на процесс классификации по дисперсии медианного размера будет автономно, т. е. независимо от вероятностных характеристик физико-механических свойств ТМО.

Для установления зависимости между энергией дисперсной системы «капля жидкости – микрочастица ТМО», о током энергии вертикального ее движения в кипящем слое и геометрическими параметрами классификатора Вентури в процессе инерционной гидровихревой стратификации в фазе релаксации необходимо получить уравнения движения частиц в зависимости от действующих на них сил.

Используемый метод аддитивного аэрогидродинамического расчета гидровихревой стратификации отличается отдельным учетом влияния скорости движения частиц в кипящем слое и скорости инерционного неустановившегося гидровихревого движения дисперсной системы «капля жидкости – микрочастица ТМО». Такой подход позволяет исследовать влияние кинематических и энергетических параметров вращающихся капель жидкости на траекторию движения частиц, определить зависимость эффективности сепарации по фракциям от геометрических и энергетических параметров стратификатора.

Рассмотрение неустановившегося движения капли жидкости с последующим осреднением аэрогидродинамических параметров ее движения по времени релаксации с учетом закономерности неустановившегося надстоксовского движения позволяет решить задачу с высокой точностью осреднения значений коэффициента сопротивления k_i .

Таким образом, динамически активный участок гидровихревой коагуляции в стратификаторе Вентури, характеризующимся неустановившимся надстоксовским режимом течения, в котором сила лобового сопротивления существенно зависит от критериев Рейнольдса и Эйлера может быть представлен математической моделью с осредненными значениями критериев, описывающих данный процесс.

На базе известной модели кинетической гетерокоагуляции частицы пыли каплей жидкости при $\omega_{ж} = 0$ предложена графоаналитическая модель гидровихревой оптокинетической гетерокоагуляции, построена система уровней, описывающая физический процесс поглощения твердых частиц вращающимися каплями жидкости с участием дополнительной энергии присоединенного вихря.

С использованием предложенной графоаналитической модели гидровихревой инерционной оптокинетической гетерокоагуляции получено уравнение для минимального диаметра поглощаемой твердой компоненты в системе «жидкое-твердое» при вращении капли жидкости с угловой скоростью $\omega_{ж}$ и эффективного краевого угла смачивания в зоне контакта жидкой и твердой фазы, с учетом дополнительной энергии обусловленной вращением капли жидкости.

Для абсолютно гидрофобных частиц, каковыми являются микрочастицы ТМО с диаметром менее $6 \cdot 10^{-6}$ м математически и экспериментально подтверждена гипотеза о прямой корреляции минимального диаметра полностью поглощаемых частиц с угловой скоростью вращения капель жидкости при гидровихревой инерционной кинематической гетерокоагуляции. При этом за порогом аэродинамического барьера физико-механические и химические свойства частиц не влияют на процесс смачивания в диапазоне диаметров поглощаемых частиц, соответствующих вихревой и классической коагуляции: $d_{\omega \min} \leq d_{ч} \leq d_{ч \min}$ [3].

Полученные уравнения использованы в данной статье для создания математической модели гидровихревой классификации частиц компонентов ТМО по фракциям с заданной дисперсией.

С учетом вышесказанного уравнение для минимального диаметра полностью поглощаемой гидрофобной наночастицы при гидровихревой коагуляции можно представить в виде:

$$d_{\omega \min} = \frac{24\delta_{ж-г}}{(\rho_{ч} - \rho_{г})V_{ж}^2} \left(\cos \theta \sqrt{1 - K_{\omega}^2 \omega_{ж}^4} - \sin \theta \cdot K_{\omega}^2 \omega_{ж}^2 \right), \quad (1)$$

где $d_{ч\ min}$ – минимальный диаметр поглощаемой твердой частицы в условиях классической коагуляции при $\omega_{ж} = 0$, м; $\rho_{ч}$, $\rho_{г}$ – плотность частицы и газа соответственно, кг/м³; $V_{ж}$, $V_{г} = V_{ч}$ – скорость капли жидкости и скорость газа, равная скорости частицы, м/с; $\delta_{ж-г}$ – коэффициент поверхностного натяжения на границе раздела двух сред «жидкость-газ», Дж/м²; θ – краевой угол смачивания на границе раздела двух сред «жидкость-газ», рад;

$$K_{\omega} = \frac{\pi \rho_{ж} d_{ч\ min}^3 \sin^4 \theta}{8 \delta_{ж-г} \cos \theta}.$$

По результатам экспериментальных исследований установлено, что эффективное влияние закрутки на коагуляцию наблюдается при относительной угловой скорости вращения капли жидкости $K_{\omega} \leq \omega^2 \leq 0,3$.

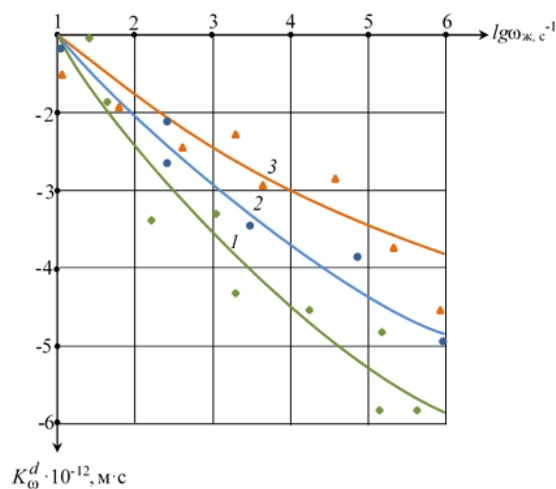


Рис. 1. Зависимость коэффициента вариации минимального диаметра поглощаемых частиц компонентов от угловой скорости вращения при гидровихревой гетерокоагуляции:
1 – уголь, 2 – окись кремния, 3 – глинозем

Коэффициент вариаций медианного диаметра поглощаемых наночастиц компонентов ТМО от угловой скорости вращения капель жидкости с учетом статьей [4 – 5] получим в виде [4]:

$$K_{\omega}^d = \frac{48 \delta_{ж-г}}{(\rho_{ч} - \rho_{г}) V_{ж}^2} \cdot K_{\omega}^2 \cos \theta (\omega_{ж}^3 - K_{\omega}^2 \omega_{ж}^7) - K_{\omega} \sin \theta \cdot \omega_{ж}. \quad (2)$$

Из уравнения (2) следует, что угловая скорость вращения капель жидкости может быть эффективным управляющим параметром в процессе гидровихревой классификации гидрофобных частиц ТМО. Из анализа графиков, приведенных на рис. 1 видно, что с увеличением угловой скорости вращения капель жидкости во всем рассматриваемом диапазоне изменения коэффициента вариации минимального диаметра поглощаемых частиц компонента от угловой скорости вращения при гидровихревой гетерокоагуляции K_{ω}^d имеет отрицательное значение, т. е. гидровихревые гетерокоагуляции способствует уменьшению диаметра полностью

поглощаемых частиц компонентов, при этом производная от K_{ω}^d с ростом ω уменьшается. Монотонность, идентичность характера изменения коэффициента вариации K_{ω}^d для различных компонентов ТМО подтверждает гипотезу о корреляции минимального диаметра поглощаемых частиц с угловой скоростью вращения капель жидкости при гидровихревой коагуляции. При этом эффективность влияния угловой скорости вращения капель жидкости на снижение минимального диаметра поглощаемых частиц компонентов тем выше, чем меньше удельная энергия поверхностного натяжения частиц ТМО, т. е. чем больше краевой угол смачивания.

Вывод. Предложенная математическая модель в вариации размеров дисперсных частиц от угловой скорости вращения капель жидкости позволяют решить задачи утилизации путем создания устройство гидровихревой классификации, обеспечивающее их разделение по фракциям заданным медианным размерам и дисперсией.

Библиографический список

1. Гордеев Ю. И. Влияние добавок, легирующих керамических наночастиц на структурные параметры и свойства твердых сплавов / Ю. И. Гордеев, А. К. Абкарян, Г. М. Зеер [и др.] // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М. Ф. Решетнева. – 2013, № 3. – С. 174 – 181.
2. Makarov V.N., Davydov S.Ya. Theoretical basis for increasing ventilation efficiency in technological processes at industrial enterprises // Refractories and Industrial Ceramics. – 2015. – Vol. 56, iss. 1. – P. 103 – 106. DOI: 10.1007/s11148-015-9791-7.
3. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Потапов В.В., Горшкова Э.М. Перспективный способ повышения эффективности высоконапорного гидробеспыливания. Вестник ЗабГУ. 2018. Т. 24, №5. – С. 13 – 20.
4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Учебник для вузов. 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
5. Фролов А.В., Телегин В.А., Сечкерев Ю.А. Основы гидрообеспыливания. Безопасность жизнедеятельности. – 2007, № 10. – С. 1 – 24.

МЕТОДИКА ОБОСНОВАНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ УГЛОВ СКВАЖИНЫ ПРИ ПОДСЕЧЕНИИ РУДНОГО ТЕЛА

Фролов С.Г., Потапов В.Я., Потапов В.В.,
Колокольцева Е.Ю.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Разработана методика, позволяющая на стадии проектирования трассы скважины, используя исходные представления о параметрах рудного тела в предполагаемой точке подсечения, выбрать рациональные углы скважин.

Ключевые слова: трасса скважины; точка подсечения, азимут, зенит, залегание пласта, алгоритм.

В настоящее время азимутальный и зенитный углы скважины в точке подсечения ею рудного тела принимаются, исходя из условия обеспечения предельного значения угла φ – угла между осью скважины и нормалью к пласту. Существующие требования определяются стремлением к минимизации погрешности истинной мощности m , если последняя принимается по непосредственному измерению керн. Введение коррекции

$$m = l \cos \varphi, \quad (1)$$

где l – стволовая (видимая) мощность, невозможно при нарушении структуры керн, отсутствии следов напластования пород и т.д. Для этих случаев разработана методика, позволяющая на стадии проектирования трассы скважины, используя исходные представления о параметрах рудного тела в предполагаемой точке подсечения, выбирать рациональные углы скважин. Суть методики, реализующей принцип имитационного моделирования, заключается в следующем (рис. 1).

1. Выбирается конкретная пара значений азимута α_i и зенита θ_i скважины.

2. На основе погрешности инклинометров, определяемой по паспортным данным или на основе экспертной оценки, фиксируются пределы значений азимута и зенита

$$\alpha_j = \alpha_i - \Delta; \alpha_i + \Delta, \quad (2)$$

$$\theta_j = \theta_i - \Delta; \theta_i + \Delta. \quad (3)$$

Каждое значение, принадлежащее данным диапазонам, может быть истинным. Исходя из этого формируется массив возможных реализаций положения скважины – вариантов реализации технологической ситуации.

3. На основе экспертной оценки определяются диапазоны возможных значений элементов залегания пласта

$$\alpha_k = \alpha_0 - \Delta; \alpha_0 + \Delta, \quad (4)$$

$$\delta_k = \delta_0 - \Delta; \delta_0 + \Delta. \quad (5)$$

где δ_0 – угол падения; α_0 – азимут линии падения (восстания) пласта в точке подсечения скважиной и его мощность m_0

$$m_k = m_0 - \Delta; m_0 + \Delta. \quad (6)$$

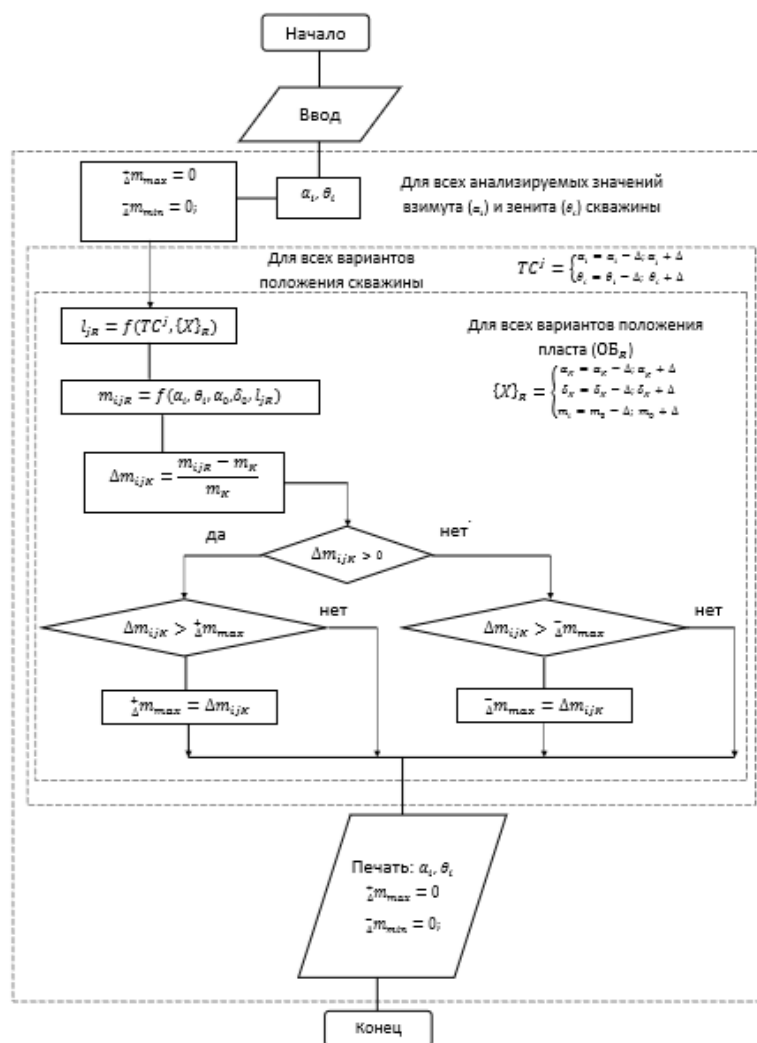


Рис. 1. Алгоритм оценки влияния углов скважины на погрешность определения мощности рудного тела

Конкретное сочетание значений из указанных пределов определяет вариант реализации объекта - $\{X\}_k$

4. Определение сочетание варианта $\{X\}_k$ и как варианта положения скважины (TC^j) позволяет рассчитать видимую мощность, которая будет наблюдаться на практике [1].

$$l_{jk} = \frac{m_k}{\cos\theta_i * \cos\delta_k \pm \sin\theta_i * \sin\delta_k \cos(\alpha_j - \alpha_k)} \quad (7)$$

5. Однако к расчету истинной мощности будут приняты центральные значения перечисленных выше угловых величин

$$m_{ijk} = l_{jk}(\cos\theta_i * \cos\delta_0 \pm \sin\theta_i * \sin\delta_0 \cos(\alpha_i - \alpha_0)). \quad (8)$$

Знак плюс в формулах (7) и (8) берется в случае, когда скважина и пласт на разрезе падают в одну сторону, знак минус – в противоположном случае.

6. Производится расчет относительной погрешности определения истинной мощности

$$\Delta m_{ijk} = \frac{m_{ijk} - m_k}{m_k} * 100 \quad (9)$$

Расчет последовательно повторяется для всех вариантов залегания пласта и всех вариантов затрат положения скважины. Результатом максимально возможные погрешности завышению ($+\Delta m_{max}$) и выражения ($-\Delta m_{max}$) мощности рудного тела при анализируемой паре углов скважины (α_i, θ_i). Указанные погрешности являются критерием при выборе рациональных параметров скважины при подсечении пласта.

Использование описанной методики в комплексе с программой расчета трассы «снизу вверх» и затрат на бурение по данному варианту трассы дает возможность осуществлять выбор рациональных углов скважин в точке подсечения на основе обеспечения допустимого уровня погрешности и минимума соответствующих затрат.

Библиографический список

1. Кудряшов П. И., Кузьмин Б. И. Геометризация и учет запасов месторождений твердых полезных ископаемых. – М.: Недра. – 1981. – с. 182.
2. Морозов Ю. Т. Методика и техника направленного бурения скважин на твердые полезные ископаемые. – Л.: Недра, 1987. – с. 221.
3. Ребрик Б. М., Смирнов Н. В. Принципы оценки способов и технических средств геологоразведочного бурения // Техника и технология геологоразведочных работ; организация производства. Обзор / ВИЭМС. – М., 1985.

МЕТОДИКА РАЦИОНАЛЬНОГО ОБОСНОВАНИЯ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ТРАСС СКВАЖИН ОТ ПРОЕКТА

Фролов С.Г., Потапов В.Я., Потапов В.В., Колокольцева Е.Ю.,
Захарова А.А.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Рассмотрен принцип расчета зависимости вида «характеристика результата – вероятность превышения допустимой погрешности» на основе имитационного моделирования.

Ключевые слова: трасса скважины, отклонение, погрешность, имитационное моделирование, алгоритм.

Для разработки методики обоснования предельных отклонений трасс скважин был проведен комплекс исследований по выявлению влияния данного механизма на погрешность в определении запасов. Выполнялся многократный расчет запасов на участках, переданных в эксплуатацию, при искусственном изменении положения трасс скважин, а именно мощности рудного тела. На основе полученных результатов можно сделать следующие выводы. Отклонение трасс скважин от проектного положения приводит к искажению параметров разведочной сети, обусловленных частотной характеристикой поля исследуемых параметров (мощность рудных тел и содержание полезного компонента) и возникновению ошибки в подсчетных параметрах запасов руды, определяемых по совокупности скважин.

Реализация принципа имитационного моделирования при расчете предельно возможных погрешностей подсчетных параметров в этом случае основана на исходной неопределённости, в связи с чем возможно множество вариантов реализации морфологии рудного тела и распределения в нем содержания полезного компонента (вариантов полей мощности и содержания). При этом количество вариантов формы сечения соответствует количеству допускаемых вариантов значения мощности в предполагаемой точке подсечения. При помощи несложных вычислений на каждом варианте формы сечения можно промоделировать отклонение трассы скважины (точки подсечения) от проекта с любым фиксированным шагом, $m: 1, 2, 3 \dots$, определяя на каждом шаге «видимую» мощность и соответствующую площадь сечения, а сравнивая последнюю площадь с площадью, рассчитанной при нулевом отклонении – «истинное» значение, получить величину погрешности подсчетного параметра. Аналогичные операции производят для всех возможных вариантов реализации рудного тела (морфологии). Разумеется, использование прямолинейной интерполяции представляет собой лишь частный, наиболее простой случай. Однако и при более сложной морфологии рудного тела принцип моделирования остается без изменений – необходимо лишь формализовать исходную неопределенность в возможных вариантах интерполяции. Изменению в этом случае подлежит лишь математический аппарат, описывающий распределение поля исследуемых параметров в пространстве недр. Как отмечается в работе /1/, большинство случаев

пространственного изменения геологических характеристик объекта могут описываться алгебраическими полиномами различного порядка. Например, одномерный алгебраический полином для параметра мощности (m) от расстояния до проектной точки подсечения a на направлении разведочной линии (X) в общем случае выглядит следующим образом

$$m = \sum_{k=0}^N a_k X^k, \quad (1)$$

где a_1, a_2, \dots, a_k – известные (или выбранные на данного шаге из фиксированного множества) коэффициенты полинома; N – рассматриваемый на данном шаге расчета порядок полинома.

Корректный анализ отклонения трассы скважин от проекта на погрешность расчетных параметров требует учета технологической природы искажения пространственного положения скважины. Одно и то же по своей величине отклонение скважины от проектной оси, но вызванное в одном случае выполаживанием, а в другом – выкручиванием, может определять различные значения итоговых погрешностей расчетных параметров.

Рассмотрим на примере отклонения трасс скважин принцип расчета зависимости вида «характеристика результата – вероятность превышения допустимой погрешности». Каждый вариант возможной реализации объекта однозначно определяет величину погрешности расчетного параметра при фиксированном значении характеристики технологического результата, а, следовательно, можно считать, что вероятность реализации данного варианта объекта равна вероятности соответствующего ему значения погрешности. Таким образом, вероятность появления погрешностей, превышающих предельное значение $P([\Delta PP])$, определяется выражением:

$$P([\Delta PP]) = \sum_{i=1}^N P\{X\}_i, \quad (2)$$

где $P\{X\}_i$ – вероятность реализации варианта объекта, определяющего сверхнормативную погрешность; N – общее число подобных вариантов объекта.

Вероятность реализации отдельного варианта объекта – комбинации конкретных значений геолого-технических характеристик, определяется, исходя из вероятности данных значений (в случае независимости характеристик – перемножением их вероятностей).

На рис. 1 представлен алгоритм расчета предельных погрешностей площади сечений рудного тела ($^{+}\Delta S$) и ($^{-}\Delta S$) и вероятности появления погрешности, превышающей допустимые значения $P[^{+}]$ и $P[^{-}]$ при различном отклонении трассы скважины от проекта.

Графики на рис. 2 представляют собой результаты расчетов, выполненных по описанному выше алгоритму для двух рудных тел Гумешевского месторождения, имеющих различную изменчивость характеристики «мощность». Если для объекта разведки достоверно не известны параметры изменчивости его характеристик, то степень изменчивости определяет в значительной мере величина тех или иных характеристик. Так, например, если при разведке рудного тела N скважин показали мощность рудной зоны от 0,5 до 3,5 м и для данного рудного тела не выявлено закономерности пространственного изменения мощности, то правомерно предположить, что при бурении (N+1)-ой скважины может быть подсечена мощность от 0,5 до 3,5 м. в то же время любая дополнительная информация о пространственном изменении геологических характеристик сужает диапазон исходной неопределенности, интервал возможных погрешностей при различных значениях результатов бурения и, как следствие, требования к ним. Данную логическую взаимосвязь можно выразить следующим образом: чем больше данных мы имеем об объекте, тем меньше информации на требуется.

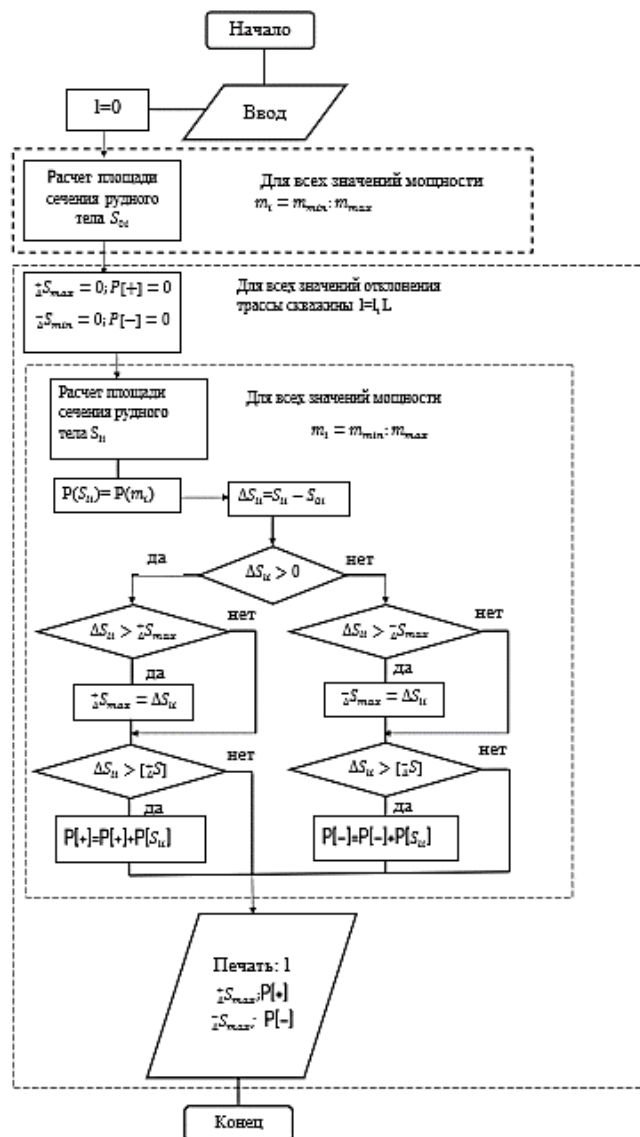


Рис. 1. Алгоритм расчета предельных погрешностей площади сечения рудного тела при различных отклонения трассы скважины

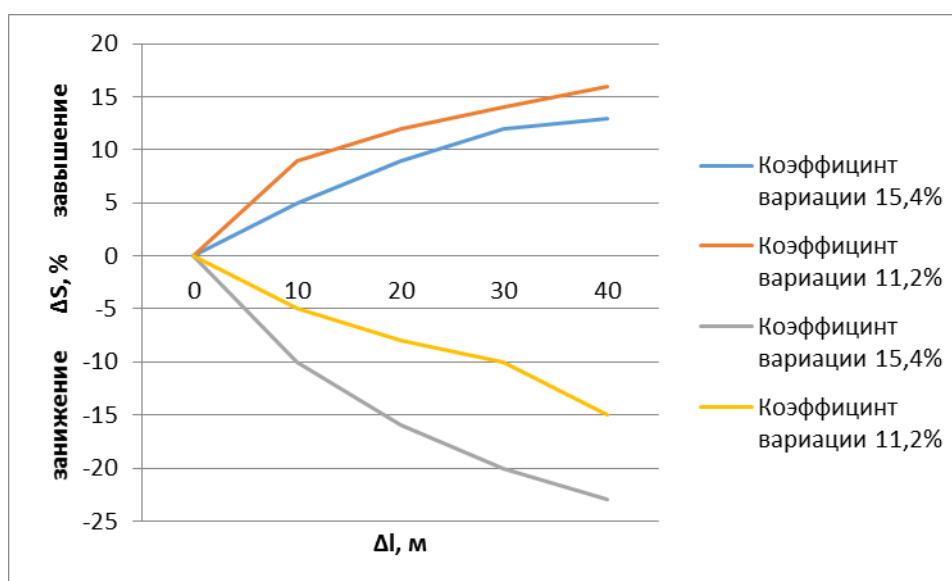


Рис. 2. Влияние коэффициента вариации мощности рудного тела на зависимость предельных погрешностей площади сечения рудного тела

Библиографический список

1. Шаталин Н. Н. Имитация разведки месторождений в диалоге геолога и ЭВМ. // Изв. вузов. Геология и разведка. – 1981, № 9. – С. 90 – 94.
2. Шандалов Г. И., Воротинцев В. Т., Кизко Т. И. О применении кернометрии в Белоруссии. // Бурение глубоких скважин в БССР; Сб. науч. работ – Минск. 1974.
3. Костин Ю. С. Проектирование отклонителей на основе функционально-целевого метода. // Техника и технология бурения геологоразведочных скважин: Межвуз. научн.-темат. сб. – Свердлов. горный ин-т, 1985. – Вып. 8. – С. 22 – 28.
4. Ошкордин С. В., Мецгер А. А., Фролов С. Г. Принцип алгоритмизации технологического задания и методика принятия технико-технологических решений // Техника и технология бурения скважин на твердые полезные ископаемые: Межвуз. Науч.-темат. сборник. – Свердловск: СГИ, 1990. – С. 73 – 77.

ДИСКРЕТНЫЕ АВТОМАТЫ В МОДЕЛИРОВАНИИ. РЕГУЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ПОМОЩЬЮ Р-СХЕМ

Штандарук А.В., Раевская Л.Т.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

В работе рассмотрены две схемы управления – дискретно-детерминированная и дискретно-стохастическая. На примере регулирования данного участка дороги установлен наиболее выгодный способ регулирования.

Ключевые слова: управление, регулирование, дискретный автомат, моделирование, внешнее воздействие.

Согласно теории дискретных автоматов при моделировании система представляется в виде автомата, перерабатывающего дискретную информацию и меняющего свои внутренние состояния лишь в допустимые моменты времени. Автомат является моделью динамической системы [1], работа которой происходит в дискретном времени – по тактам – и заключается в изменении состояний под воздействием входных сигналов, поступающих на её вход, и в выдаче в каждый момент времени t ($t = 0, 1, \dots, n$) некоторого выходного сигнала.

Функционирование автомата происходит следующим образом.

В каждый момент времени t ($t = 1, 2, \dots, n$) автомат находится в некотором состоянии. В каждый момент времени t автомат [2]:

- получает входной сигнал $x(t) \in X$,
- переходит в состояние $z(t + 1)$,
- выдаёт выходной сигнал $y(t)$.

В данной работе будут рассмотрены две схемы управления – дискретно-детерминированная и дискретно-стохастическая. На примере регулирования данного участка дороги рассмотрим наиболее выгодный способ регулирования.

При рассмотрении дискретно-детерминированной модели воспользуемся формальной схемой математической модели (рисунок 1).

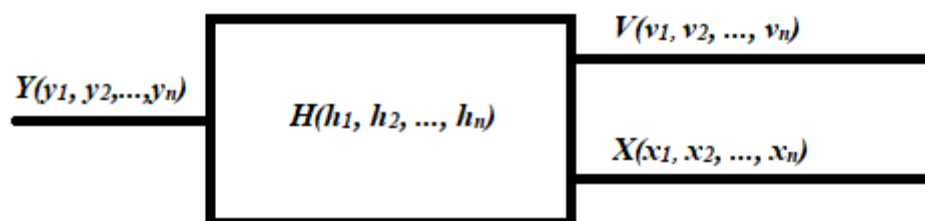


Рис. 1. Формальная схема математической модели

Где $X(x_1, x_2, \dots, x_n)$ – внешние воздействия на моделируемый объект; $V(v_1, v_2, \dots, v_n)$ – воздействия внешней среды на объект; $H(h_1, h_2, \dots, h_n)$ – внутреннее состояние исследуемого объекта; $Y(y_1, y_2, \dots, y_n)$ – выходные параметры объекта

В дискретно-детерминированной схеме (F -схема) переменные множества H, V, X не могут быть случайными величинами. Функции перехода из одного состояния в другое φ и функция выхода ψ вполне определены.

$$\begin{cases} z(t+1) = \varphi(z(t); x(t)); \\ y(t) = \psi(z(t); x(t)). \end{cases} \text{ – автомат Мили.}$$

$y(t) = \psi(z(t))$ – автомат Мура. Здесь $z(t)$ – состояние системы в момент времени t , $y(t)$ – выходная переменная, $x(t)$ – входная переменная. Таким образом использование дискретно-детерминированных систем удобно для описания широкого класса процессов функционирования реальных объектов в автоматизированных системах обработки информации и управления. В качестве таких объектов в первую очередь следует назвать элементы и узлы ЭВМ, устройства контроля, регулирования и управления, системы временной и пространственной коммутации в технике обмена информацией и т. д.

В дискретно-стохастических схемах (P -схемах) функции перехода φ и выхода ψ носят вероятностный характер, т.е. φ – задает вероятность перехода из одного в другое состояние системы, а ψ – вероятность появления на выходе $y(t)$: $P(z(t+1); y(t) / z(t); x(t))$ [3].

Так как переход из одного состояния в другое и появления выходной переменной это два независимых события, то результирующая вероятность будет равна произведению вероятностей каждого события. Например, для вероятностного автомата Мили получаем

$$P(z(t+1); y(t) / z(t); x(t)) = P(z(t+1) / z(t); x(t)) \cdot P(y(t) / z(t); x(t))$$

Частный случай P -схем являются автоматы у которых либо переход из одного состояния в другой либо выходной сигнал определяются детерминировано.

Y – детерминированный вероятностный автомат (ψ – детерминированная функция, φ – вероятностная):

$$\begin{cases} y(t) = \psi(z(t); x(t)) \\ z(z+1) = P(z(t+1) / z(t); x(t)) \end{cases}$$

Z – детерминированный вероятностный автомат.

$$\begin{cases} z(t+1) = \varphi(z(t); x(t)) \\ y(t) = P(y(t) / z(t); x(t)) \end{cases}$$

Предлагается P -схема для управления перекрестком. Рассмотрим схему регулирования транспортного и пешеходного потоков на перекрестке. На перекрестке установлен светофор с кнопкой, которая прерывает движение транспортных средств и разрешает движение пешеходам. Светофор дает зеленый сигнал пешеходам, который длится не более 15 с. После чего светофор возвращается в изначальное состояние – загорается красный свет для пешеходов. После использования кнопка не работает в течение одной минуты.

Для рассмотрения вероятности данного участка дороги, при регулировании движения с помощью светофора с кнопкой воспользуемся методом графов (рис. 2), когда состояния показаны внутри кружков, а переходы изображены дугами. Вероятности записываются над соответствующими дугами. Можно использовать табличный или матричный способы описания вероятностных автоматов. В этом случае элементами таблиц или матриц будут вероятности переходов.

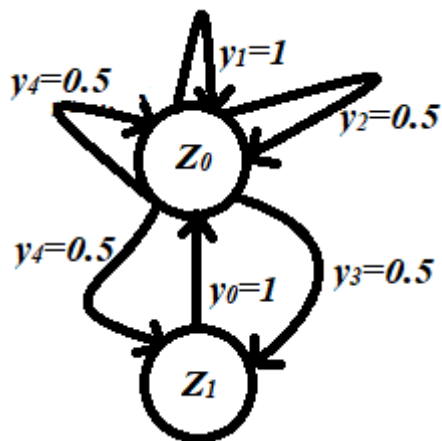


Рис. 2. Метод графов для данного перекрестка

На рис. 2 изображено Z_0 – состояние, когда движение на проезжей части открыто; Z_1 – состояние, когда движение на проезжей части остановлено, разрешено движение пешеходам по проезжей части; y_i – вероятности переходов. Например, y_0 – по истечению 15 с светофор обязательно с вероятностью 100 % вернется в начальное состояние. Вероятность y_1 – запрещено пешеходам переходить дорогу; y_2 – означает, что пешеход нажал кнопку, однако вероятность того, что кнопка будет активирована, составляет 50 %, если после предыдущего нажатия прошло менее одной минуты; y_3 – к моменту, когда человек подошел, и кнопка была уже нажата, то светофор все еще разрешает движение пешеходам.

Для данной модели параметрами внешних воздействий является поток транспортных средств по дороге. Часы пик, когда данный участок дороги больше всего нагружен. Входной параметр – это нажатие кнопки. Выходным же является результат, разрешено или нет движение пешеходов.

Библиографический список

1. Мур Э.Ф. Умозрительные эксперименты с последовательностными машинами. сб. "Автоматы". М.: ИЛ, 1956. – С. 179 – 210.
2. Бухараев Р.Г. Некоторые эквивалентности в теории вероятностных автоматов, уч. записки Казан. ун-та, 1964, 124, № 2. – С. 45 – 65.
3. Хопкрофт Д., Мотвани Р., Ульман Дж. Введение в теорию автоматов, языков и вычислений 2-е изд.: Пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2002. – 528 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Афанасьев А.И., Суслов Д.Н., Чиркова А.А. Резонансный вибропитатель – грохот.....	3
Белов С. В. Модифицированное уравнение Эйлера и схема замещения идеального центробежного насоса. / С. В. Белов, В.Я. Потапов, А.О. Ислентьев [и др.].....	7
Брагин В. Г., Волков Е. Б., Шарина М. В. Расчёт конструктивных параметров гидроциклона по заданной крупности сливного продукта.....	10
Гаврилова Л.А., Чучманова Л.Д. Выбор типа механизма подачи для установок капитального ремонта скважин.....	17
Голованов А.С., Раевская Л.Т. Исследование переходного процесса в системе визуального моделирования XCOS.....	21
Золкин А.П., Золкина Л.А. Геометрия рабочей поверхности кулачка двигателя аксиально реверсивного.....	25
Леонтьев А.А., Таугер В.М. Повышение энергоэффективности скиповой пневмоподъёмной установки.....	28
Ляпцев С.А., Волков Е.Б., Ситдикова С.В. Результаты теоретических расчётов процесса вибрационного грохочения.....	31
Макаров В.Н. Аддитивность аэродинамического и прочностного моделирования вентиляторов для аппаратов воздушного охлаждения. / В.Н. Макаров, В.М. Таугер, А.В. Лифанов [и др.].....	37
Макаров В.Н. Графоаналитическая модель расчёта параметров гидровихревого стратификатора Вентури. / В.Н. Макаров, А.В. Лифанов, Н.В. Макаров [и др.].....	41
Макаров Н.В. Математическая модель влияния инерционных сил на процесс гидровихревой коагуляции. / В.Н. Макаров, А.В. Лифанов, Н.В. Макаров [и др.].....	45
Макаров Н.В. Математическая модель разделения мелкодисперсных минеральных отходов на базе гидровихревой коагуляции. / Н.В. Макаров, А.Ю. Матеров, В.Н. Макаров [и др.].....	49
Макаров В.Н. Математическая модель циркуляционного пылеподавления с использованием теории присоединённого вихря. / В.Н. Макаров,	

А.Ю. Матеров, Н.В. Макаров [и др.].....	54
Макаров В.Н. Математическое моделирование критериального уравнения гидровихревого пылеулавливания с использованием теории размерности. / В.Н. Макаров, А.В. Лифанов, О.Е. Чураков [и др.].....	58
Мухачёва Л.В., Таугер В.М. Метод проектирования малошумных осевых вентиляторов.....	62
Потапов В.Я. Моделирование при исследовании технических характеристик асбеста и вмещающих пород. / В.Я. Потапов, В.В. Потапов, Е.Ю. Колокольцева [и др.].....	65
Стожков Д.С. Экспериментальные исследования дробимости сульфидной руды на опытной установке. / Д.С. Стожков, В.Я. Потапов, А.И. Афанасьев [и др.].....	68
Таугер В. М., Двинин Л. А., Двинина Л. Б. Возможности использования теории подобия при оценке динамических нагрузок рудничного подъёма.....	73
Таугер В.М., Леонтьев А.А. Бесконтактные уплотнения зазоров между скипом и трубопроводом пневмоподъёмной установки.....	78
Угольников А.В. Математическое моделирование процесса варьирования медианым процессом дисперсных частиц при гидровихревой классификации. /А.В. Угольников, В.Н. Макаров, А.В. Лифанов [и др.].....	81
Фролов С.Г. Методика обоснования рациональных углов скважины при подсечении рудного тела. /С.Г. Фролов, В.Я. Потапов, В.В. Потапов [и др.]....	85
Фролов С.Г. Методика рационального обоснования предельно допустимых отклонений трасс скважин от проекта. /С.Г. Фролов, В.Я. Потапов, В.В. Потапов [и др.].....	88
Штандарук А.В., Раевская Л.Т. Дискретные автоматы в моделировании. Регулирование движения транспортных средств с помощью Р-схем.....	92

**Математическое моделирование механических явлений.
Материалы всероссийской научно-технической конференции. –
Екатеринбург, 23-24 мая 2019 года**

Ответственный редактор доц. к.т.н. Таугер В.М.
Компьютерная верстка доц. к.т.н. Чиркова А.А.

Корректурa кафедры технической механики
Подписано к печати
Формат бумаги 60x84 1/16
Печ. л. 6
Тираж
Заказ

Издательство УГГУ
620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»
Отпечатано с оригинал-макета
в лаборатории множительной техники издательства УГГУ