

МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНО-ПРОМЫШЛЕННЫЙ СИМПОЗИУМ «УРАЛЬСКАЯ ГОРНАЯ ШКОЛА – РЕГИОНАМ»

21-28 апреля 2009 г.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 629.3.004

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ РАСХОДА ТОПЛИВА НА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ АВТОТРАНСПОРТЕ

ГОРШКОВ Э. В., ШУМКОВ И. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

ИЛЬБУЛЬДИН Д. Х.

Институт «Якутнипроалмаз»

В связи с необходимостью снижения энергетических затрат на добычу и транспортирование горной массы возрастает интерес горных предприятий к вопросам применения различных систем контроля расхода топлива. В настоящее время наибольшее распространение получили следующие системы контроля расхода топлива: *FMS*, производитель ООО «Омниконм Технологии», г. Москва, Россия; «СКРТ», производитель СП «Технотон», г. Минск, Республика Беларусь; «АвтоСкан *ASK-1*», производитель ООО «МикроЛайн», г. Нижний Новгород, п. Кудьма, Россия; «*EDM 1404*», производитель *Siemens VDO Automotive*; «*GuardMagic*». Кроме того, применяются спутниковые системы *GPS* мониторинга транспорта с подсистемой контроля расхода топлива: «*AvtotrekerTMB2*», производитель ООО «Транс Сателлит», Россия; «Автоскан *GPS*», производитель ООО «МикроЛайн», г. Нижний Новгород, п. Кудьма, Россия; «*FleetMaster*», производитель «*Spetrotec Ltd*», Россия (Израиль); «*GuargMagic*»; «Штрих Диспетчер» и «Штрих Геликс», производитель ООО «Штрих», Россия. Технические характеристики названных систем представлены в табл. 1, 2.

Опыт применения подобных систем контроля расхода топлива имеется в подразделениях АК «Алроса» (Саха, Якутия), карьерах ОАО «Ураласбест», разрезах Кузбасса, Навоийском горно-металлургическом комбинате (Республика Узбекистан), Соколовско-Сарбайском ГПО (Республика Казахстан).

В подразделениях АК «Алроса» применяют две системы: а) систему контроля расхода топлива «*FMS*» (*off-line*), производитель ООО «Омниконм Технологий»; б) систему спутникового *GPS* мониторинга автотранспорта «Авто Тренер» с подсистемой контроля расхода топлива (*on-line*), производитель ЗАО «Русские Навигационные Системы».

Базовой составляющей системы контроля «*FMS*» являются контроллеры (бортовые блоки), в которые поступает вся информация с датчиков системы. Главная функция контроллера заключается в том, чтобы записать и передать информацию, полученную от датчиков уровня топлива в баке, скорости в КПП, оборотов дизеля и так далее. В подразделениях компании применяют только датчик уровня топлива в баке.

Системы «*FMS*» и «Авто Тренер» относят к системам штатного типа. Такие системы основаны на использовании штатных датчиков или устанавливаются более высокоточные емкостные или ультразвуковые. В подразделениях компании применяют емкостные датчики (*LLS*), которые представляют собой металлический стержень, закрепляемый в геометрическом центре бака.

Погрешность измерения топлива данным датчиком не более 1 %. Ультразвуковой датчик сверху (или снизу) бака излучает ультразвуковой сигнал, который отражается от границы двух сред (жидкости и воздуха) и возвращается обратно. Система измеряет время прохождения сигнала, делит его на два, и программа преобразует время в количество топлива.

Существуют ещё два типа альтернативных систем: аналитическая и проточная. Системы аналитического типа работают как бортовые компьютеры. Принцип их работы заключается в вычислении по аналитическим формулам объёма топлива, впрыснутого в цилиндры двигателя. Системы проточного типа основаны на применении проточных датчиков (учитывающих топливо, сливаемое через обратку), которые выдают информацию о расходе топлива посредством турбинки, устанавливаемой в топливопроводе.

Контроллер «FMS» непрерывно записывает: количество топлива в баке; пробег, моточасы; контролирует, включен двигатель или нет. Контроллер обеспечивает хранение данных телеметрии в течение сорока пяти суток в условиях непрерывной круглосуточной работы автотранспортного средства с интервалом записи данных один раз в четыре минуты. По прибытии автомобиля в парк водитель снимает бортовой блок и передаёт в офис компании, либо данные беспроводным способом автоматически передаются на компьютер через радиоканал.

Таблица 1

Технические характеристики систем контроля расхода топлива

№ п. п.	Параметры	Ед. изм.	Наименование системы						
			<i>FMS</i>	СКРТ			АвтоСкан <i>ASK-1</i>	<i>EDM 1404</i>	<i>Guard Magic</i>
1. Контроллер (бортовой блок, далее «ББ»)									
1.1	Диапазон рабочих температур	С°	-60...+85	-40...+60			н. д.	-20...+60	н. д.
1.2	Напряжение питания	В	10...33	10...35			10...32	16...28	н. д.
1.3	Потребляемый ток	мА	н. д.	н. д.			50	200	н. д.
1.4	Дисплей в ББ	мм	Нет	есть			нет	есть	нет
1.5	Антенна GPS	-	Нет	есть			нет	нет	есть
1.6	Вес	кг	н. д.	0,5			н. д.	н. д.	н. д.
2. Датчик уровня (расхода) топлива									
2.1	Тип, марка	-	<i>LLS</i>	ДУТ-Е	ДУТ-Р	ДРТ 5.2/7.2	-	<i>EDM 1404</i>	<i>FLPa</i>
2.2	Принцип действия	-	емкостн.*	емкостн.	емкостн.	проточн.*	штатн.* (анал. расч.*)	проточн.	емкостн.
2.3	Погрешность	%	1	1	н. д.	1	-	1	1
2.4	Диапазон рабочих температур	С°	-60...+80	-10...+60	н. д.	-40...+60	-	-40...+35	-40...+60
2.5	Напряжение питания	В	8...14	9...32	н. д.	10...32	-	6...16	6...30
2.6	Ток потребления	мА	30	10	н. д.	<10	-	до 12	н. д.
2.7	Диапазон рабочих длин датчика уровня топлива	см	5...200	18...200	320...420 (глуб.бака)	-	-	-	20...400
2.8	Вес	кг	н. д.	0,9	н. д.	1,0	-	1,4	н. д.

Примечание. емкостн. – датчик уровня топлива в баке; проточн. – датчик расхода топлива в магистрали топливопровода; штатн. – штатный датчик уровня (расхода) топлива транспорта; анал. расч. – расход топлива определяется путём вычисления, т. е. по формуле.

Технические характеристики систем спутникового GPS мониторинга с подсистемой контроля расхода топлива

№ п. п.	Параметры	Ед. изм.	Наименование системы							
			АвтоТрекер	<i>TM B2</i>		АвтоСкан <i>GPS</i>	<i>Fleet Master</i>	<i>Guard Magic</i>	Штрих	
				Автотрекер					Диспетчер	Геликс
1. Модуль (бортовой блок, далее «ББ»)										
1.1	Тип, марка	-	<i>AT-65 i/AT-Микро</i>	<i>Avtotreker B2</i>	АвтоСкан <i>GPS</i>	<i>Fleet Guard 05A</i>	н. д.	Штрих Диспетчер 3,5/3,5 <i>Lite/4/4 Lite</i>	Штрих Геликс 2	
1.2	Диапазон рабочих температур	°С	н. д.	-30...+55 при использ. термокожуха -45...+55	-40...+80	-40...+85	н. д.	н. д.	н. д.	
1.3	Напряжение питания	В	н. д.	10...35	10...30	8...28	н. д.	н. д.	н. д.	
1.4	Потребляемый ток	мА	н. д.	60...800	н. д.	30...60	н. д.	н. д.	н. д.	
1.5	Дисплей в ББ	мм	нет	нет	нет	нет	нет	н. д.	н. д.	
1.6	Вес	кг	0,22	не более 0,3	не более 0,12	н. д.	н. д.	н. д.	н. д.	
2. Датчик уровня (расхода) топлива										
2.1	Тип, марка	-	AT-FLM	-	-	-	FLPa	LLS	LLS	
2.2	Принцип действия	-	емкостн.*	штатн.*	штатн. (анал. расч.*)	штатн.	емкостн.	емкостн.	емкостн.	
2.3	Погрешность	%	3	-	-	-	1	1	1	
2.4	Диапазон рабочих температур	°С	-40...+85	-	-	-	-40...+60	-60...+80	-60...+80	
2.5	Напряжение питания	В	8...35	-	-	-	6...30	8...14	8...14	
2.6	Ток потребления	мА	10	-	-	-	н. д.	30	30	
2.7	Диапазон рабочих длин датчика	см	15...100	-	-	-	20...400	5...200	5...200	
2.8	Вес	кг	0,7	-	-	-	н. д.	н. д.	н. д.	

Дальнейшая обработка полученной информации происходит с помощью программного обеспечения «Auto Checks». Отображение данных производится в удобном для пользователя виде, например: графики расхода топлива (привязанные к времени суток, к моточасам работы двигателя), тахограмма движения автомобиля, количество заправок и сливов топлива с указанием объёмов и времени, время работы автомобиля (время движения автомобиля за сутки).

Сводные данные по работе автомобиля можно получить за любой период времени, в том числе: количество топлива на начало и конец рассматриваемого периода, общее количество заправленного, слитого и израсходованного топлива; пробег машины в километрах; средний расход топлива в литрах на 100 км, на моточас и на холостом ходу, время работы двигателя, время движения транспортного средства.

Система АвтоТрекер (*AutoTracker*) – многофункциональная интеллектуальная навигационная система, позволяющая

- контролировать местонахождение транспорта в режиме реального времени с помощью встроенной системы спутниковой навигации ГЛОНАСС и *GPS*;
- производить удалённое наблюдение за состоянием агрегатов транспортного средства (например, контроль расхода топлива);

- автоматически реагировать на заданные пользователем события;
- осуществлять обмен данных с помощью встроенного GSM-модема.

Основной типовой комплект системы «АвтоТрекер» состоит: из бортовых блоков; антенны и универсальных кабелей питания; GSM-модема службы наблюдения; программного обеспечения; набора электронных карт (по выбору). Дополнительно могут поставляться опциональные устройства для подключения к бортовым блокам (резервный аккумулятор, внешние датчики, исполнительные устройства и реле, кнопка аварийного вызова, комплекты громкой связи).

Данные о работе автомобиля собираются бортовым блоком, который позволяет контролировать: местонахождение, направление и скорость движения автомобиля; своевременное прохождение контрольных точек и объектов маршрута; заправку, расход и слив топлива; события на борту, определяемые по срабатыванию двоичных датчиков: открывание дверей и капота, подъём кузова, нажатие тревожной кнопки, присутствие человека в кабине и т. п.; состояние параметров, измеряемых аналоговыми датчиками: температуру в кузове и т. п. Помимо этого бортовой блок способен управлять узлами и агрегатами автомобиля, например, выключить двигатель, заблокировать двери и т. п. Управление может осуществляться по встроенной программе блока, по программе сервера или по команде оператора.

Полученная информация обрабатывается бортовым блоком и отсылается серверу по заданному расписанию или по запросу диспетчера. Сервер сравнивает её с путевым заданием, а также сохраняет её в базе данных. Диспетчер системы со своего рабочего места может наблюдать положение автомобилей на карте, получать сообщения о штатных и нештатных событиях с автомобилем. При необходимости он имеет возможность связаться с водителем по телефону, прослушать обстановку в салоне или удалённо воздействовать на автомобиль. На основе статистических данных, накопленных системой, диспетчер генерирует отчёты по широкому набору параметров и передаёт их для анализа руководителям всех уровней, в бухгалтерию предприятия, службы учёта материальных ценностей и т. п. Эти же данные доступны другим программам в цифровом виде для автоматизированной обработки.

УДК 622.44

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БЕЗРАЗМЕРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРИ ВЫБОРЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ГЛУБОКИХ КАРЬЕРОВ

ШЛЕЙВИН В. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Использование безразмерных показателей позволяет осуществлять сравнительные оценки самых различных трубопроводных вентиляционных систем (ТВС) с единых технико-экономических позиций. Кроме того, оно удобно при компьютерном анализе вентиляционных систем карьеров.

Выражение коэффициента эффективности проветривания (коэффициента воздухообмена) при условии $V_3 = \text{const}$ (для условий конкретного карьера) может быть представлено в следующем виде:

$$\Sigma Q_V \cdot t = \frac{K_B}{K_T} V_3 = \text{const}, \quad (1)$$

где K_T – коэффициент турбулентного перемешивания; ΣQ_V – суммарная подача вентиляторных установок, осуществляющих воздухообмен, $\text{м}^3/\text{с}$; t – время работы вентиляторных установок (время проветривания); V_3 – объем застойной (загрязненной) зоны, м^3 :

откуда
$$\Sigma Q_V = \frac{\text{const}}{t}. \quad (2)$$

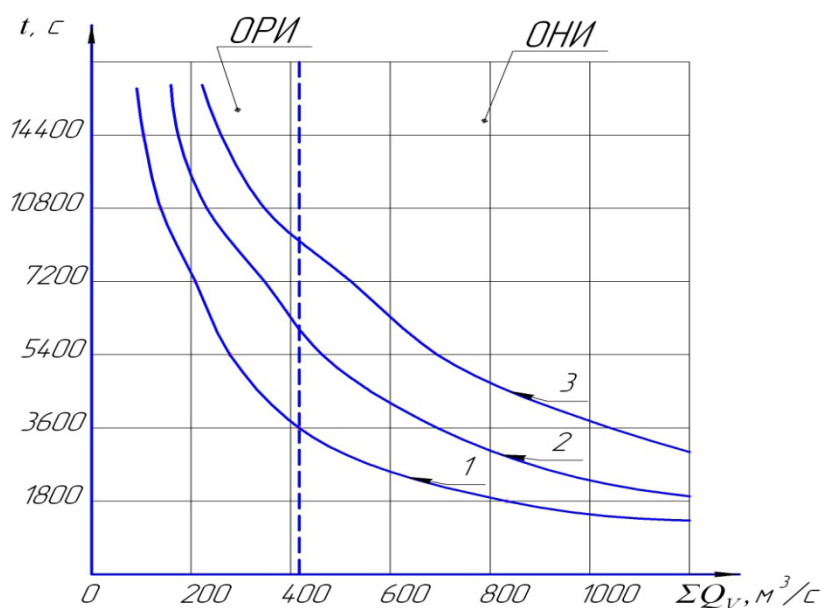
В отличие от подземных горных работ, где разжижение вредных газов должно достигаться не более чем за 30 мин. (требование Правил безопасности), на открытых горных работах такого ограничения необходимого времени проветривания нет. Следовательно, оно должно определяться проектом и, исходя из реальных условий открытых горных работ, может для большинства случаев

приниматься в пределах 60-180 мин. Конечно, при штилях и инверсионных состояниях атмосферы карьеров возможна и постоянная по мере надобности работа ТВС в течение суток и более.

Анализ уравнения (2) позволяет решать задачи выбора рационального соотношения подач вентиляционных установок и необходимого времени их работы. Графическое представление решения этого уравнения наглядно иллюстрирует взаимосвязь параметров ΣQ_V и t , согласно которой на рисунке выделены две области: рационального использования (ОРИ) и нерационального использования (ОНИ) систем вентиляции застойных зон.

Для ОРИ характерны небольшие требуемые увеличения подачи вентиляторных установок при значительных снижениях времени их работы. Границей этой области является линия, проходящая через точку максимального перегиба кривой $\Sigma Q_V = f(t)$.

Для области, расположенной правее этой линии (ОНИ), характерны, наоборот, значительные требуемые приращения подач вентиляторных установок при небольших сокращениях времени их работы.



Зависимость $\Sigma Q_V = f(t)$:

при $K_B=0,20$ $K_T = 0,80$; $V_3 = 6 \cdot 10^6$ м³ (1); при $K_B=0,20$ $K_T = 0,80$; $V_3 = 10 \cdot 10^6$ м³ (2);
при $K_B = 0,20$ $K_T = 0,80$; $V_3 = 15 \cdot 10^6$ м³ (3)

Анализ этих областей показывает, что, как экономически, так и технологически, более выгодна ОРИ, которой соответствует существенно менее крупное вентиляционное оборудование.

Следовательно, предварительное обоснование выбора вентиляционных параметров ТВС может быть осуществлено на основе зависимости $\Sigma Q_V = f(t)$, построенной для условий конкретного карьера, с последующим уточнением необходимой подачи вентиляторных установок по формуле

$$\Sigma Q_V = \frac{V_3}{K_T \cdot t} \ln K_p (K_p') \quad (3)$$

Коэффициенты отношения разностей концентраций загрязнений K_p и K_p' можно определить из следующего выражения (коэффициент K_p при $C' = 0$):

$$K_p' = \frac{C_0 - C'}{C_g - C'} \quad (4)$$

где C_0 – начальная концентрация вредных веществ; C_g – допускаемая концентрация вредных веществ (ПДК); C' – средняя концентрация вредных веществ в воздухе, поступающем в проветриваемый объем.

Таким образом, рассмотренные безразмерные показатели ТВС позволяют более обоснованно осуществлять анализ и выбор параметров этих систем при их реконструкции или проектировании.

ОПТИМИЗАЦИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ КАНАТА НАКЛОННОЙ ПОДЪЁМНОЙ УСТАНОВКИ

САДЫКОВ Е. Л.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Эксплуатация канатов подъёмных установок наклонных стволов шахт имеет ряд особенностей, которые являются следствием перемещения каната по путевым роликам и оказывают существенное влияние на его износ.

Различают следующие причины износа каната:

- 1) трение каната о шпалы и почву;
- 2) трение каната о ролики при скольжении по ним;
- 3) большой изгиб каната над роликами;
- 4) усталость материала проволок каната вследствие переменных поперечных нагрузок, возникающих при прохождении каната по роликам.

Трение каната о шпалы и почву, большой изгиб каната над роликами и усталость материала проволок каната сводятся к минимуму при оптимальном выборе расстояния между роликами.

Трение каната о ролик вызывается рядом причин, которые можно разделить на устранимые и неустранимые.

Трение каната о неподвижный ролик – явление вполне устранимое и является причиной плохого монтажа и наблюдения за работой ролика и рассматриваться нами не будет.

Возможно значительное скольжение каната по ролику, когда сопротивление его вращения больше силы трения при набегании каната на неподвижный ролик.

Сила трения каната о ролик преодолевает инерцию массы ролика и сопротивление в опорах оси последнего:

$$f_k P = \beta_i G j_p + \mu \frac{r}{R} \sqrt{P^2 + G^2 + 2PG \cos \alpha} . \quad (1)$$

Выражение ускорения движения точки на внешней окружности ролика является ключевым при оптимизации взаимодействия каната и роликов:

$$j_p = \frac{f_k P - \mu \frac{r}{R} \sqrt{P^2 + G^2 + 2PG \cos \alpha}}{\beta_i G} , \quad (2)$$

где P – переменное усилие, прижимающее канат к ролику, Н; f_k – коэффициент трения каната о ролик; G – масса ролика, кг; β_i – степень массивности ролика; j_p – ускорение движения точки на внешней окружности ролика.

Согласно выражению (2), в момент набегания каната на ролик, когда усилие P равно нулю, ускорение j_p имеет отрицательное значение, т. е. ролик неподвижен.

Таким образом, полностью исключить проскальзывание каната по ролику в момент набегания на последний не представляется возможным. Понятно, что чем больше значение j_p , тем меньше период и путь скольжения каната по ролику.

Из выражения (2) видно, что ускорение движения точки на внешней окружности ролика, в начальный момент времени, в значительной степени зависит от массы и степени массивности ролика.

Масса подвижной части ролика во многом зависит от конструкции и его материала.

Степень массивности ролика в физическом смысле представляет собой момент инерции и также зависит от конструктивного исполнения.

В настоящий момент, как и в первых наклонных подъёмных установках, в качестве канатоподдерживающих (путевых) роликов применяют примитивные устройства, изготовленные из стальных или чугунных обрезков газовой трубы. Такой ролик имеет массу от 20 до 60 кг, а момент инерции рассчитываются по формуле

$$I = mR^2 . \quad (3)$$

С целью оптимизации взаимодействия каната наклонной подъёмной установки с канатоподдерживающими роликами предлагается существенно усовершенствовать конструкцию

роликов и тем самым свести к минимуму затраты, возникающие вследствие износа каната и роликов при их взаимодействии, а также уменьшить вредное сопротивление движению подъёмной установки.

Предлагается три пути усовершенствования канатоподдерживающих роликов:

Первый путь предполагает необходимость отказаться от конструкции ролика как полого цилиндра.

Если канатоподдерживающий ролик сделать наборным из нескольких независимых дисков, расположенных на одной оси вращения, то момент инерции можно записать:

$$I=mR^2/4. \quad (4)$$

Кроме того, вращение будет передаваться только тем дискам ролика, которые непосредственно взаимодействуют с канатом, а значит, и масса их может быть меньше массы цилиндрического ролика. Кроме того, применение роликов из набора независимых дисков значительно увеличит их ремонтпригодность.

Второй путь заключается в применении при изготовлении роликов лёгких, прочных и долговечных современных материалов, таких как углепластики и полимеры.

Третий путь совершенствования канатоподдерживающих роликов заключается в применении нанотехнологии (покрытие поверхности ролика сверхтонким слоем прочного материала с высоким коэффициентом трения) для увеличения фрикционных показателей на поверхности взаимодействия каната с роликом и улучшения антифрикционных свойств в подшипниковых узлах.

Усовершенствованный таким образом канатоподдерживающий ролик будет представлять собой современное высокотехнологичное устройство, увеличивающее надёжность всей подъёмной установки в целом.

УДК 622.44

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ БЕЗЛОПАТОЧНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

МАКАРОВ В. Н., ВОЛКОВ С. А., ФОМИН В. И.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Энергетически методы управления аэродинамическими процессами позволяют сформировать принципиально новый тип устройств регулирования центробежного вентилятора – энергетические регуляторы (ЭР). На рис. 1 приведена схема центробежного вентилятора с ЭР, конструктивно выполненным в виде радиального энергетического направляющего аппарата. ЭР состоит из входного 1 и пристенного 2 коллекторов, установленных в полости высокого давления корпуса 4 вентилятора на обечайке входного патрубка. Криволинейный кольцевой канал 3, образованный входным и пристенным коллектором 2, непосредственно сообщает полость высокого давления корпуса 4 вентилятора с входом 5 в рабочее колесо 6. В случае лопаточного ЭР в кольцевом канале 3 установлены листовые или профили лопаток 7. Действие ЭР основано на изменении кинетического момента потока на входе в рабочее колесо за счет энергии вращения циркуляционного потока, являющегося частью потока полости высокого давления корпуса вентилятора, поступающего по кольцевому каналу на вход в рабочее колесо. Изменение расхода управляющего потока \bar{V}_y позволяет регулировать закрутку суммарного потока \bar{V}_c , представляющего собой совокупность транзитного и управляющего потоков, и тем самым регулировать режим работы вентилятора. Наличие продольной и поперечной циркуляций потока в полости корпуса позволяет, рациональным образом спрофилировав по линиям тока форму входного коллектора и направляющего экрана, использовать энергию кинетического момента управляющего потока для закрутки транзитного потока с минимальными потерями энергии на дросселирование.

Параметры потока полости корпуса вентилятора, являющегося носителем энергии управления, определяются режимом работы вентилятора. На аэродинамические процессы, протекающие в ЭР от входа в него до зоны взаимодействия с основным потоком, существенное влияние оказывают его геометрические параметры. В первую очередь, это геометрия радиальной

решетки профилей энергетического регулятора, определяющая ее аэродинамическую эффективность, то есть эффективность преобразования давления в корпусе центробежного вентилятора в циркуляции потока на выходе из регулятора.

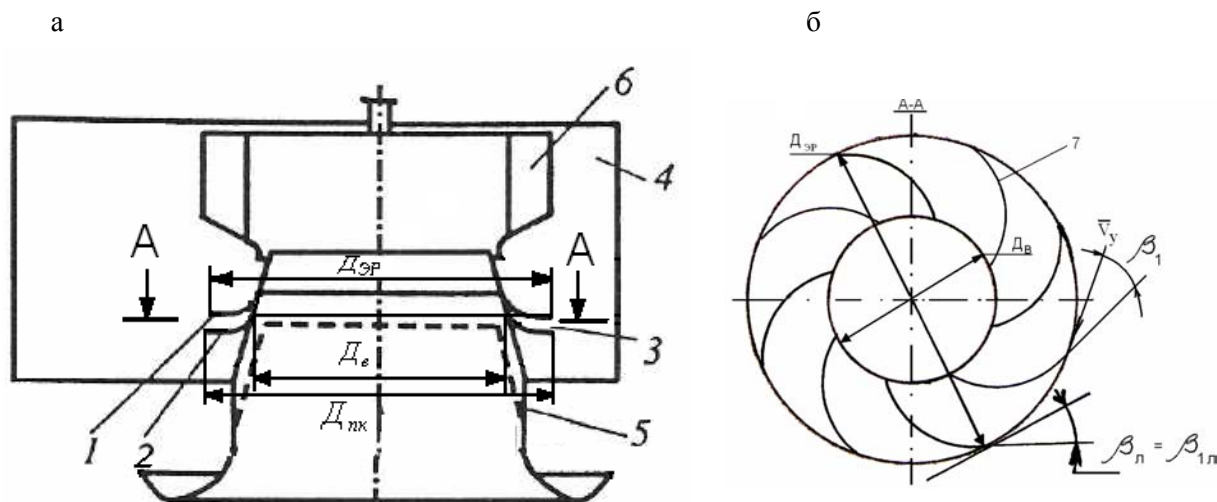


Рис. 1. Схема центробежного вентилятора (а) с энергетическим регулятором (б)

ЭР с радиальной решеткой профилей обладает одним серьезным недостатком – малым диапазоном изменения режима работы центробежного вентилятора, при котором обеспечиваются малые углы атаки потока на входе в аппарат. Это обусловлено тем, что при неизменной геометрии ЭР только один режим работы соответствует безударному обтеканию ЭР. На остальных режимах работы вентилятора происходит ударное течение на входе в ЭР, что приводит к существенному снижению эффективности работы ЭР и, следовательно, к уменьшению глубины экономичного регулирования вентилятора. Очевидное преимущество безлопаточного ЭР заключается в том, что в условиях предложенной его компоновки в полости высокого давления корпуса центробежного вентилятора на входном патрубке обеспечивается безударное течение в нем во всем диапазоне режимов работы вентилятора.

Рассматривая аэродинамику безлопаточного ЭР [2] как частный случай теории аэродинамики ЭР, с учетом того, что густота его профилей $f=0$, получим тривиальное уравнение безвихревой циркуляции в проточной части безлопаточного ЭР

$$\gamma_p = \gamma_n, \quad (1)$$

где γ_p – коэффициент циркуляции потока на выходе из безлопаточного ЭР; γ_n – коэффициент циркуляции потока в полости корпуса вентилятора.

При этом угол логарифмической спирали линии тока 7 течения в проточной части безлопаточного ЭР будет определяться формулой

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{q_p \bar{D}_{\text{ЭР}}}{\gamma_p}, \quad (2)$$

где $q_p = K_p \sqrt{\Psi_T}$ – коэффициент расхода управляющего потока; $K_p = \bar{D}_{\text{ЭР}}^2 \sqrt{\frac{2}{\zeta_p}}$ – приведенный коэффициент расхода управляющего потока; ζ_p – коэффициент сопротивления безлопаточного ЭР; $\bar{D}_{\text{ЭР}} = \frac{D_{\text{ЭР}}}{D_2}$.

Заметим, что коэффициент расхода управляющего потока q_p определяется коэффициентом теоретического давления центробежного вентилятора Ψ_T , а коэффициент его циркуляции γ_p с учетом результатов исследования, приведенных в работе [3], можно представить в виде:

$$\gamma_p = \frac{\pi D_{\text{ЭР}}^2 \omega}{\pi D_2^2 \omega} = \overline{D}_{\text{ЭР}}^2. \quad (3)$$

где ω – угловая скорость вращения рабочего колеса.

Таким образом, безлопаточный ЭР обеспечивает плавное безударное течение потока в его проточной части на всех режимах работы центробежного вентилятора. При этом энергия кинетического момента циркуляции потока изменяется пропорционально ширине входа в ЭР, чем обеспечивает изменение кинетического момента потока на входе в рабочее колесо, то есть регулирование режима работы вентилятора.

После соответствующих преобразований получим формулу для расчета угла линии тока управляющего потока в безлопаточном ЭР в виде: $\beta_1 = \beta_2 = \arctg \frac{K_p \sqrt{\psi_T}}{D_{\text{ЭР}}}$.

При этом угол входа смешанного потока $\beta_{\text{пл}}$ на лопатки рабочего колеса ($\beta_{\text{пл}}$ определяется по аналогии с β_1 для ЭР) будет определяться по формуле

$$\beta_{\text{пл}} = \arctg \frac{K_p^2 \psi_T}{D_{\text{ЭР}} (q_T + K_p \sqrt{\psi_T})}. \quad (4)$$

На рис. 2 приведена аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора с безлопаточным энергетическим регулятором.

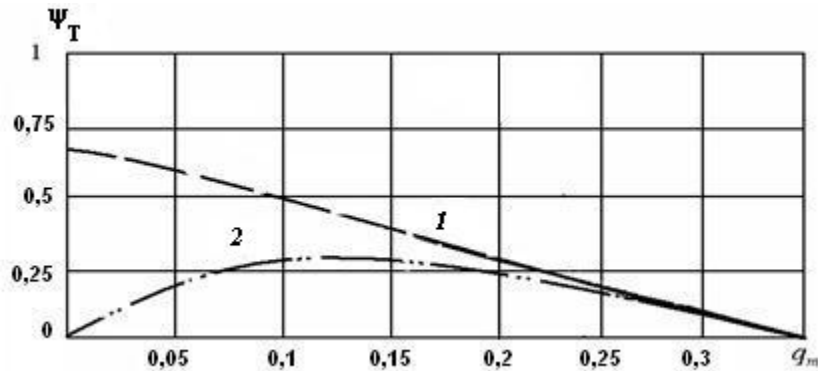


Рис. 2. Идеальная аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора с безлопаточным ЭР:

1 – центробежный вентилятор с ЭР неизменной геометрии; 2 – центробежный вентилятор с ЭР, имеющий геометрические параметры, обеспечивающие $\psi_T = 0$ при $q_T = 0$

Идеальная аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора с безлопаточным ЭР представляет собой ее теоретическую характеристику при условии бесконечного числа бесконечно тонких профилей его рабочего колеса. Вид характеристики, как было показано ранее [1], определяется углом выхода профилей β_2 , который в силу бесконечно большого числа профилей совпадает с углом выхода потока из решетки профилей на всех режимах ее работы. В случае центробежного вентилятора с ЭР его характеристики зависят от закрутки потока на входе в рабочее колесо, определяемой величиной циркуляции управляющего потока в ЭР. При этом указанная циркуляция в режиме обратной связи зависит от теоретического давления вентилятора, то есть давления в полости его корпуса, и соотношения расходов управляющего q и теоретического q_T потоков.

При рассмотрении идеальной аэродинамической характеристики центробежного вентилятора с ЭР геометрические параметры вентилятора также остаются неизменными, в то время как вид теоретической характеристики существенно изменяется. Для пояснения причин данного явления необходимо обратить внимание на следствие, вытекающее из уравнения Эйлера для турбомашин [1]. Рассматривая ЭР как теоретическую круговую решетку, в которой расположен вихреисточник,

представляющий собой сингулярную особенность, интенсивность которой зависит от параметров вентилятора в режиме обратной связи, получим: при потенциальном обтекании неограниченным потоком круговой решетки бесконечно тонких профилей в ее центре возникает вихреисточник, интенсивность которого зависит от аэродинамических параметров решетки.

Таким образом, в теоретической круговой решетке центробежного вентилятора с ЭР при изменении энергетических характеристик управляющего потока, в частности интенсивности вихреисточника в ЭР, происходит изменение угла входа потока $\beta_{п1}$ в круговую решетку при фиксированном значении коэффициента ее расхода q_T . По мере увеличения интенсивности управляющего потока происходит поворот основного потока на входе в круговую решетку профилей в направлении ее вращения, что в соответствии с уравнением Эйлера для теоретической турбомшины [25] приводит к изменению коэффициента теоретического давления ψ_T^p по сравнению с ψ_T , соответствующего углу входа $\beta_{п}$ теоретического профиля круговой решетки, то есть ведет к изменению режима изменяемой циркуляции.

Кривизна линий тока в окрестности передней критической точки определяет угол входа потока в круговую решетку, а следовательно, и величину закрутки потока, являющейся функцией энергетических параметров управляющего потока. Поскольку энергетические параметры управляющего потока в соответствии с определением круговой решетки профилей с ЭР являются функциями коэффициента теоретического давления ψ_T^p , то при изменении коэффициента расхода q_T идеальной круговой решетки профилей происходит изменение циркуляции на входе в круговую решетку рабочего колеса. По этой причине идеальная аэрогазодинамическая характеристика теоретической вращающейся круговой решетки центробежного вентилятора с ЭР, в отличие от линейной функциональной зависимости для классической круговой решетки профилей, имеет вид степенной функции, характеристики которой определяются геометрическими параметрами теоретической круговой решетки рабочего колеса центробежного вентилятора и ЭР.

Таким образом, применение безлопаточного ЭР позволяет добиться существенного диапазона изменений коэффициента теоретического давления ψ_T^p вращающейся круговой решетки, что очень важно для шахтных центробежных вентиляторов, имеющих характерный широкий диапазон изменения вентиляционных режимов.

С учетом предложенной методики, спроектирован безлопаточный энергетический ЭР 97-85, позволивший более чем на 55 % увеличить глубину экономичного регулирования газоотсасывающего вентилятора УВЦГ-7А.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов, О. П. Аэродинамика и вентиляторы / О. П. Иванов, В. О. Манченко – Л.: Машиностроение, 1986. – 280 с.
2. Косарев, Н. П. Аэродинамика центробежных вентиляторов со струйным управлением обтеканием / Н. П. Косарев, В. Н. Макаров // Известия УГГУ. – Вып. 22.– 2007. – С. 93- 100.
3. Экк, Б. Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов / Б. Экк. – М.: Госгортехиздат, 1959. – 566 с.

МЕХАНИЗАЦИЯ ОПЕРАЦИЙ НАРАЩИВАНИЯ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ

НИГМАТУЛЛИН И. Б.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Подъём и спуск бурильных труб в целях замены сработавшегося долота состоят из одних и тех же многократно повторяемых операций. Причём к машинам относятся операции подъёма свечи из скважин и порожнего элеватора. Все остальные операции являются машинно-ручными или ручными, требующими больших затрат физических усилий.

При наращивании инструмента подтягивание крюка к оси шурфа, для захвата штропа вертлюга, осуществляется вручную. Эту операцию обычно производят двое рабочих, которые толкают его к шурфу. Во время непогоды, когда пол буровой бывает мокрым и скользким, усилий двух рабочих бывает недостаточно. Эта операция занимает много непроизводительного времени и создает возможность несчастных случаев.

Согласно Правилам безопасности нефтяной и газовой промышленности, в которых рассмотрены требования к безопасному ведению работ при строительстве нефтяных и газовых скважин, для проведения работ по спуску, подъему и наращиванию бурильной колонны буровая установка должна быть оснащена комплектом механизмов и приспособлений малой механизации. Так, например, конструкция основания вышки должна предусматривать:

- средства автоматизации, механизации и пультов управления;
- шурфы для наращивания, установки ведущей бурильной трубы (ВБТ) и утяжеленных бурильных труб (УБТ)*.

Согласно этим же правилам, работы по установке ведущей трубы и УБТ в шурф должны быть механизированы.

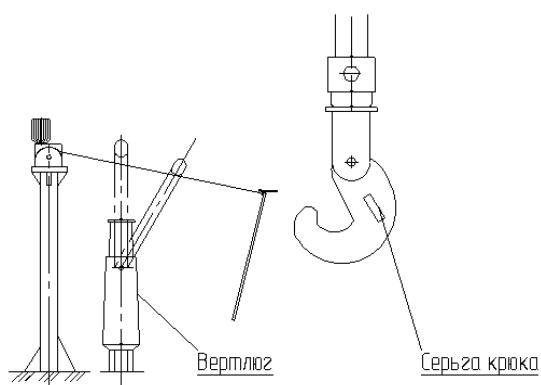


Схема работы устройства

Таким образом, целесообразно механизировать операции, связанные с установкой ведущей бурильной трубы в шурф и с подтягиванием крюка к устью шурфа для захвата ведущей бурильной трубы.

Разработанное устройство представляет собой стойку (см. рисунок), на которой смонтирована лебедка, состоящая из электродвигателя, червячного редуктора и барабана с канатом. К концу каната крепится штанга, предназначенная для зацепления ВБТ и серьги крюка. Управление приводом лебедки продублировано, то есть оно может осуществляться как с пульта бурильщика, так и со стойки устройства. Работа устройства заключается в подтягивании к оси шурфа крюка либо ВБТ.

При использовании предлагаемого устройства установка ведущей бурильной трубы в шурф будет выполняться в следующем порядке:

- подъем колонны на длину ведущей бурильной трубы лебедкой и талевой системой;
- захват колонны на устье скважины трубодержателем (клиновым захватом);
- развинчивание труб ключами;
- захват нижнего конца ведущей бурильной трубы канатом предлагаемого устройства и последующая установка ее в шурфе.

Для выноса ведущей бурильной трубы из шурфа перечень операций будет следующим:

- при помощи штанги зацепить канат устройства за серьгу крюкоблока;
- подтянуть к шурфу канат так, чтобы можно было им зацепить штроп вертлюга;

* Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности: ПБ 08-624-03. – СПб.: Изд-во ДЕАН, 2003. – 320 с.

- поднять ведущую бурильную трубу над захваченной на устье скважины бурильной колонной;
- свинтить трубы ключами;
- освободить колонны от трубодержателя (клинового захвата).

Громадные по тяжести грузы, с которыми приходится оперировать во время работы, обуславливают тяжелые физические условия труда, которые влекут за собой большое количество несчастных случаев. Кроме того, напряженная тяжелая физическая работа в буровой ведет к быстрой утомляемости, притуплению внимательности и потере той необходимой настороженности со стороны бурильщика, которая даёт возможность ему быстро реагировать на все моменты, связанные с работой буровой.

Внедрение данного средства механизации в конечном итоге даёт экономию времени (хотя и незначительное), но, самое главное, – облегчение и повышение производительности труда, снижение травматизма, а также ускорение темпов проведения буровых работ.

Автоматизация и механизация буровых работ, являясь основным путем к облегчению труда рабочих и увеличению степени безопасности этих работ, приобретают особенное значение при бурении глубоких скважин.

УДК 62-214.3

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСА ВРАЩАТЕЛЯ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ГЕОЛОГОРАЗВЕДОЧНОГО БУРЕНИЯ

ПАСЫНКОВ Д. А., САВИНОВА Н. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Прочностной анализ корпуса проводился с целью получения картины напряженно-деформированного состояния, определения слабонагруженных элементов и концентраций напряжений. Вращатель бурового станка – основной рабочий механизм буровой установки, предназначенный для передачи буровому снаряду частоты вращения и крутящего момента, восприятия силы тяжести труб. Корпуса вращателей выполняют двух типов: литые при серийном производстве и сварные – при единичном. В настоящее время в основном выпускают сварные корпуса, что обусловлено единичным характером закупок оборудования компаниями.

Для создания трехмерной модели корпуса вращателя была использована среда трехмерного моделирования *SolidWorks*. Расчет конструкции на прочность проводился в среде инженерного анализа *COSMOSWorks*. В качестве конечных элементов были использованы solid-элементы тетраэдры. Модель формы создавалась по чертежам корпуса вращателя установки разведочного бурения УРБ-2А-2 производства машиностроительного завода им. Воровского.

Модель нагружения конструкции состоит из силовых факторов:

1. Осевая нагрузка от силы тяжести буровой колонны, которая рассчитывается, исходя из массы колонны.
2. Осевая нагрузка от силы тяжести гидромотора.
3. Радиальные нагрузки на подшипниковые гнезда определялись исходя из сил в зацеплениях. Для выполнения расчета в среде программы *COSMOSWorks* реакции прикладываются к контактной поверхности подшипникового узла с учетом их направления в пространстве.
4. Давление от посадки подшипников в подшипниковые гнезда.
5. Сила тяжести элементов вращателя при расчетах не учитывалась, она невелика и составляет около 2 % от общей нагрузки.

Модель нагружения представлена на рис. 1.

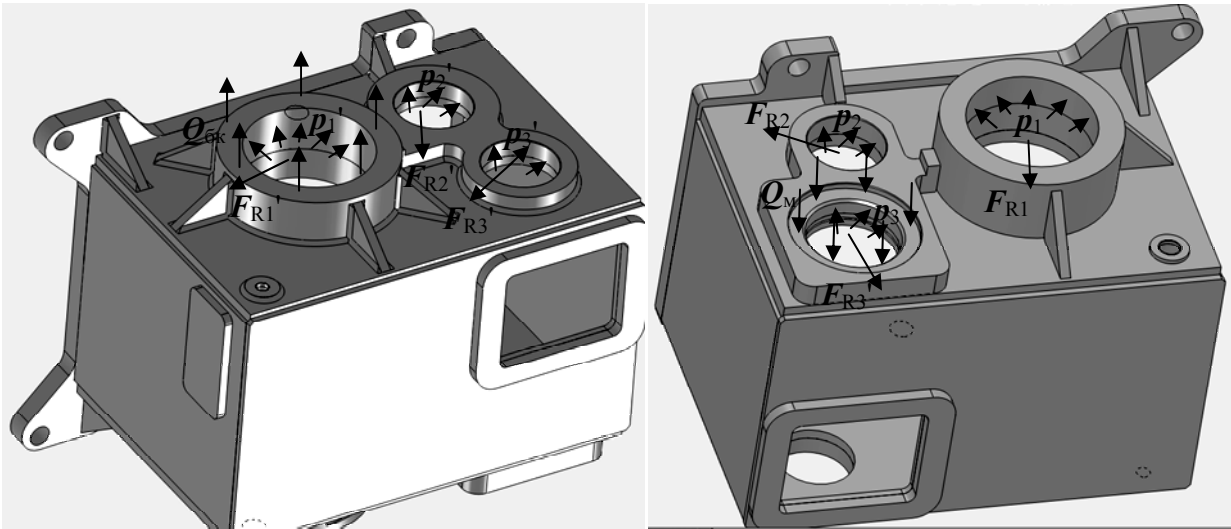


Рис. 1. Модель нагружения корпуса вращателя

Анализ напряженно-деформированного состояния показал зоны повышенных напряжений. Так, например, косынки являются слабонагруженными элементами, а сварной шов между ними и стенками – сильный концентратор напряжений. Перерасчет модели без косынок доказал, что они не влияют на жесткость конструкции, перемещения в обоих расчетных случаях составили около 0,4 мм (допускаемые перемещения 0,5 мм). Кроме этого оценка результатов позволила пересмотреть конструкции подшипниковых узлов (рис. 2). Разработанная конструкция подшипникового узла с внутренним расположением фланца позволяет улучшить работу сварных швов и сделать конструкцию корпуса более технологичной.

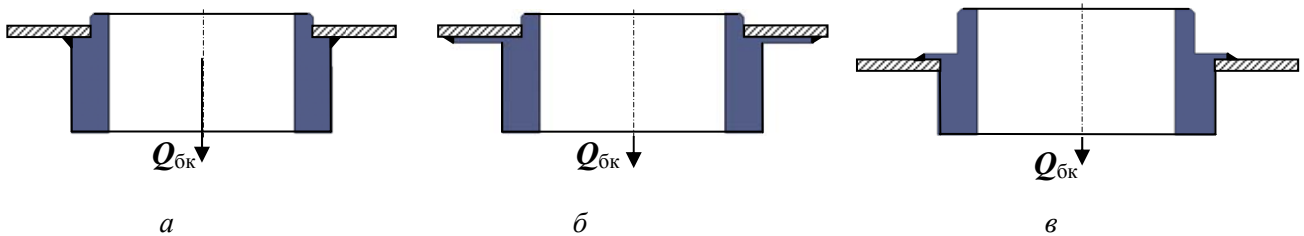


Рис. 2. Подшипниковый узел:

a – исходная конструкция; *б* – с внешним расположением фланца; *в* – с внутренним расположением фланца

На рис. 3 показаны уровни напряжений исходной конструкции, конструкции без косынок с внешним расположением фланца и предлагаемого варианта конструкции корпуса вращателя с внутренним расположением фланца подшипникового узла.

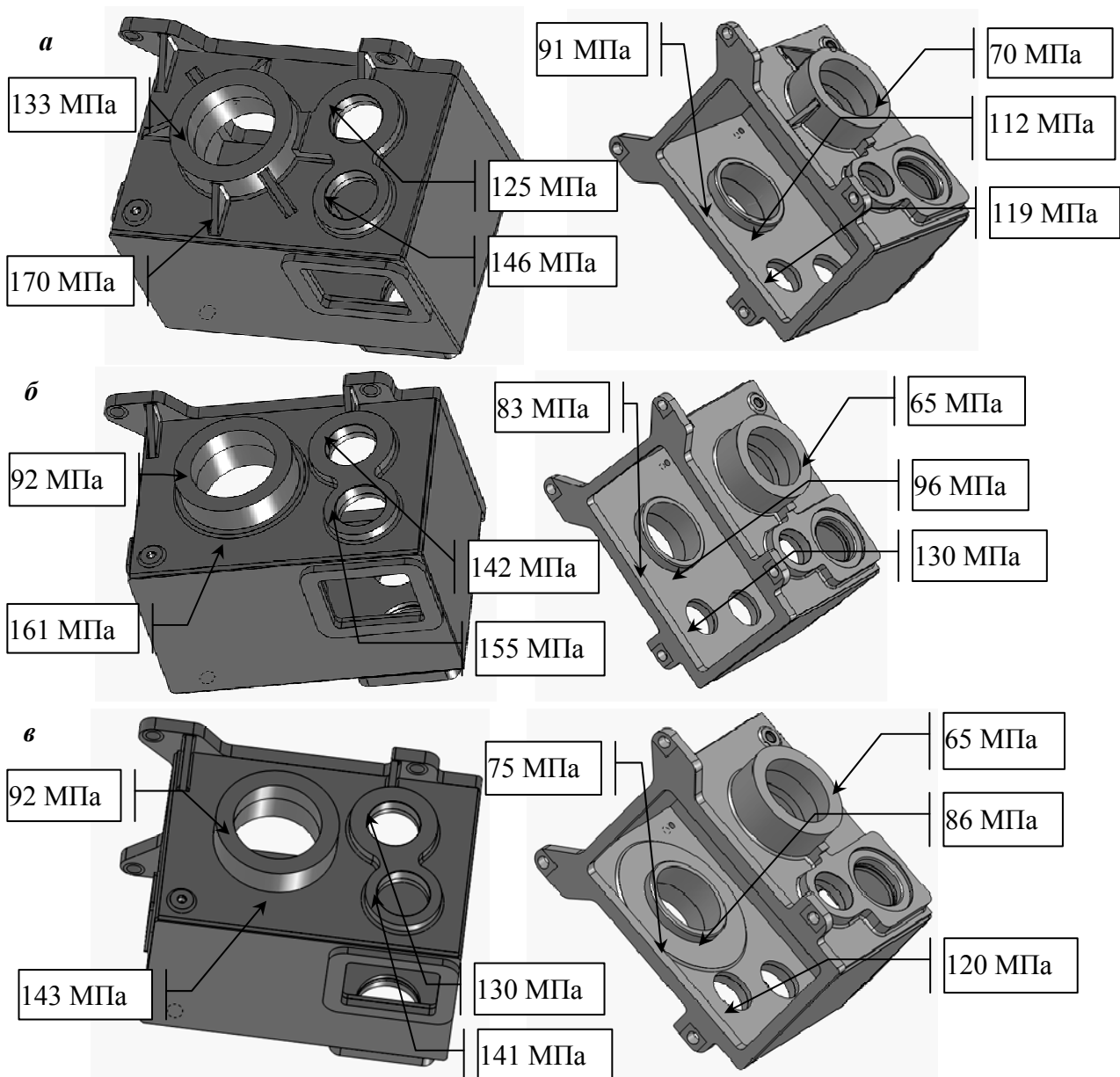


Рис. 3. Напряжения в контрольных точках:

a – исходная конструкция; *b* – с внешним расположением фланца; *v* – с внутренним расположением фланца

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

ПОТАПОВ В. Я., ВИШНЕВСКИЙ И. Н.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

ЛАГУНОВ Д. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный технический университет - УПИ»

Проблемы защиты пульпопроводов от абразивного и коррозионного износов при гидравлическом транспортировании крупнозернистых хвостов обогащения железной руды ОАО «Качканарский ГОК «Ванадий»» являются первейшей задачей.

Методика расчета гидроабразивного износа стальных труб пульпопроводов подачи крупнозернистых хвостов и разгрузки пульподелителя на хвостохранилище заключается в определении удельного ресурса времени работы трубопровода до износа толщины стенки на 1 мм, год/мм – по зависимости

$$T = \frac{Q_1}{Q_2},$$

где Q_1 – удельная пропускная способность – объем (масса) пропущенного по трубопроводу твердого материала, вызвавшего уменьшение толщины стенки на 1 мм, м³/мм/(т/мм); Q_2 – годовая производительность системы по твердому, м³/год (т/год).

$$Q_1 = \frac{A_3 k_n k_1 D^{1.7} S^{0.35}}{k_r k_\beta k_p v^{1.5}},$$

где A_3 – абразивность эталонного материала; k_n – коэффициент износостойкости – безразмерный параметр, характеризующий степень сопротивляемости принятого в проекте материала трубы к гидроабразивному изнашиванию по сравнению с эталонным материалом (малоуглеродистая сталь Ст. 3); k_1 – коэффициент дальности транспортирования – параметр, учитывающий изменение абразивных свойств твердых материалов по длине транспортирования; D – внутренний диаметр трубопровода, м; S – объемная концентрация гидросмеси; k_r – коэффициент относительной гидроабразивности – безразмерный параметр, отношение коэффициента абразивности рассматриваемого (испытываемого) и эталонного материалов соответственно; k_β – коэффициент наклона труб – параметр, учитывающий износ стенок в зависимости от угла наклона трубопровода; k_p – коэффициент приведенной плотности – параметр, учитывающий влияние плотности несущей среды на износ материалов; v – критическая скорость гидросмеси, м/с.

Определяемая суммарная величина удельных потерь напора в значительной степени зависит от соотношения расчетной критической скорости потока гидросмеси и величины средней скорости потока, т. е.

$$\alpha = \frac{V_{кр}}{V_{ср}},$$

где α – коэффициент скольжения.

С уменьшением коэффициента α суммарная величина потерь напора уменьшается. Отсюда можно сделать вывод, что при выборе средней скорости потока, величина которой зависит от диаметра трубопровода и производительности системы, необходимо стремиться, чтобы коэффициент скольжения α приближался к 1. При условии, что средняя скорость потока будет равна критической скорости потока, можно рассчитать диаметр трубопровода, при использовании которого будет соблюдаться равенство средней и критической скоростей потока, т. е.

$$V_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot q_{\text{ТВ}}}{\rho_{\text{ТВ}} c_{\text{об}} \pi D^2}; \quad V_{\text{кр}} = 7,8 \cdot c_{\text{об}}^{0,17} \sqrt[3]{D} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{4 \cdot q_{\text{ТВ}}}{\rho_{\text{ТВ}} c_{\text{об}} \pi D^2} = 7,8 \cdot c_{\text{об}}^{0,17} \sqrt[3]{D} \Rightarrow D = 0,51 \cdot \left(\frac{q_{\text{ТВ}}}{c_{\text{об}} \pi D^2} \right)^{0,37},$$

где $q_{\text{ТВ}}$ – производительность системы по твердым хвостам обогащения, кг/с; $\rho_{\text{ТВ}}$ – плотность хвостов обогащения, кг/м³.

Полученная формула справедлива во всем диапазоне возможных концентраций твердого материала в объеме гидросмеси для хвостов обогащения железной руды ОАО «Качканарский ГОК «Ванадий»». Для других материалов, характеризующихся конкретными значениями физико-механических свойств твердых частиц, эту формулу необходимо записать в виде:

$$D = k \frac{q_{\text{ТВ}}^n}{\rho_{\text{ТВ}} c_{\text{об}}^m},$$

где k, m, n – характеристики твердого материала, значение которых определяют экспериментальным путем.

Фактически полученная формула устанавливает связь между производительностью системы по твердым хвостам обогащения, их содержанием в объеме пульпы и диаметром трубопровода.

Результаты выполненных экспериментальных и теоретических исследований по гидравлическому транспортированию крупнозернистых хвостов обогащения железной руды ОАО «Качканарский ГОК «Ванадий»» показали, что хвосты обогащения можно с успехом транспортировать по трубопроводу диаметром 600 мм при достаточно высокой концентрации твердого материала в объеме пульпы (Т:Ж=1:3 и выше). Ожидаемая величина удельных потерь напора, в зависимости от гранулометрического состава твердых частиц, не будет превышать 60-70 м вод. ст. на 1000 м длины трубопровода. Критическая скорость потока на этом трубопроводе не будет превышать 4,0-4,5 м/с. В нижней части трубопровода будет образовываться неподвижный слой осадка из твердых частиц (слой заилиения), толщина которого не будет превышать 100 мм. Данный осадок обеспечит футеровкой донную часть трубы, тем самым позволив увеличить срок службы трубопровода. При использовании трубопровода меньшего диаметра (500 мм) удельные потери изменяются незначительно: для гранулометрического состава при среднем размере частиц $d_0=0,86$ мм и концентрации Т:Ж=1:4,8 увеличатся на 50 %, а при концентрации Т:Ж=1:3,1 – на 37 %. Для гранулометрического состава при среднем размере частиц $d_0=2,05$ мм увеличение потерь напора составляет в среднем 20-30 %.

Расчет толщины гидроабразивного износа стальных труб пульповодов подачи крупнозернистых хвостов разгрузки сгустителя на хвостохранилище показал, что удельный ресурс трубопровода

$$T = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{4010882}{7140000} = 0,56 \text{ год/мм},$$

т. е. стальные трубы пульповода диаметром 400 мм подачи крупнозернистых хвостов разгрузки пульподелителя на хвостохранилище до износа стенки на 1 мм будут находиться в эксплуатации в течение 0,56 года. Износ трубы составит $\frac{7140000}{4010882} = 1,78$ мм/год*.

На основании изложенного, толщина стенки стальной трубы диаметром 400 мм, равная 12 мм, обеспечит межремонтный период эксплуатации в течение 2,2 года (при допустимом износе трубы до 8 мм), а в случае проведения плановых поворотов срок эксплуатации трубы существенно возрастет.

* Расчет выполнен по методике: Руководство по расчету долговечности трубопроводов гидротранспортных систем и методам ее повышения ВСН-01-84. – Тбилиси, 1984.

ОПТИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ И РАСХОДА ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕЙ СРЕДЫ В ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦАХ МШЦ 5500Х6500

ПАНЬКОВ С. А., БОЯРСКИХ Г. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

С. БАТ-ЭРДЭНЭ

КОО Эрдэнэт, Монголия

Наиболее затратным переделом на обогатительных фабриках является цикл рудоподготовки (50 % и более эксплуатационных затрат от общих расходов по фабрикам), причём значительная часть приходится на измельчение. На показатели эффективности процесса измельчения (производительность мельницы, потребляемая мощность, расход измельчающей среды, гранулометрический состав продуктов измельчения) в значительной мере оказывает влияние сортament и объём мелющих тел, загружаемых в мельницу.

Особенности процесса измельчения рассмотрены применительно к основному технологическому оборудованию – барабанным мельницам.

Главный недостаток мельниц с мелющими телами – случайность воздействия на материал. Крупность питания мельниц с мелющими телами ограничена размером частицы, которая может быть раздавлена, находясь между двумя шарами или стержнями ограниченной массы.

Таким образом, сотрудниками кафедры ЭГО была подана заявка на патент, для исключения случайных взаимодействий внутри барабана мельницы. По данному патенту можно будет контролировать процесс измельчения, а также становится возможным последующее изучение данного способа измельчения.

В связи с этим было принято решение провести исследования в данном направлении и поставить эксперимент.

Целью данного исследования является апробация различных вариантов состава измельчающей среды и выбор рациональных схем рабочей камеры барабанной мельницы, обеспечивающей требуемую крупность готового продукта.

В связи с этим программа исследований предполагала решение следующих задач:

– Выявление необходимых параметров измельчающей среды, обеспечивающих крупность готового продукта, – гранулометрическая задача.

– Определение эффективности измельчения по продукту заданного класса (или удельных энергозатрат на разрушение материала) – энергетическая задача.

Испытания проводились на лабораторном стенде кафедры ОПИ УГГУ.

Для испытаний была выбрана лабораторная мельница, которая имела следующие параметры:

– диаметр рабочей части $D_{\text{раб}}=129$ мм;

– длина рабочей части $L_{\text{раб}}=190$ мм.

Для проведения эксперимента были отобраны три экспериментальных стержня (под стержнем в данной работе понимается массивное тело вращения из стали внутри условного барабана с соотношением диаметра к длине приблизительно 1:3), каждый из стержней для каждого опыта загружался в лабораторную мельницу. Принимаем, что поверхность экспериментальных стержней и лабораторной мельницы идеально гладкая, после проведения опыта заметного износа не наблюдается. В силу невысоких нагрузок износ экспериментальных стержней равен нулю.

В реальных условиях на процесс измельчения оказывает влияние большое число факторов, действие которых разнообразно.

Наиболее доступными для регулирования и контроля факторами при моделировании измельчения в условиях лаборатории являются диаметр экспериментальных стержней и время измельчения. Такие возможные факторы, как нагрев подшипников, износ экспериментальных стержней и футеровки мельницы, не берутся в расчет в силу того, что их влияние на уменьшенной модели мельницы очень незначительно, и ими можно пренебречь.

Результаты эксперимента представляются в виде математической модели, обладающей определенными статистическими свойствами, например минимальной дисперсией оценок параметров модели.

Всего было проведено 20 опытных запусков установки: 12 с экспериментальными стержнями и по 4 на стандартные шаровую и стержневую загрузки. Также была промыта руда до измельчения, с целью выяснить соотношение необходимой фракции в обычной и измолотой руде. Так, по минимальной массе измельченной руды это соотношение составило 147,3%. То есть даже при кратковременной обработке самым неэффективным методом выход продукта класса +0,074 мм превысил исходный почти в 1,5 раза.

По гистограмме (рис. 1) можно сказать, что наибольший по массе измельченный продукт был получен при измельчении руды со стандартной стержневой загрузкой.

Рис. 1. Сравнительная гистограмма методов измельчения

Из табл. 1 видно, что наблюдается постепенное увеличение среднеарифметического значения измельченной руды (+0,074) от метода с использованием экспериментального стержня диаметром 61 мм к методу со стандартной стержневой загрузкой.

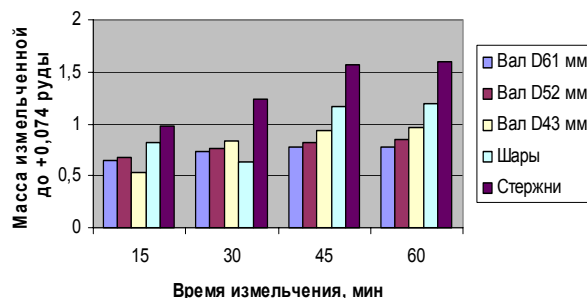


Таблица 1

Суммарная масса измельченного продукта в лабораторной мельнице

Время, мин	D61	D52	D43	Шары	Стержни
15	0,654	0,672	0,528	0,82	0,983
30	0,74	0,758	0,834	0,635	1,231
45	0,778	0,816	0,942	1,16	1,566
60	0,77	0,856	0,968	1,198	1,6
Сумма	2,942	3,102	3,272	3,813	5,38

Также в ходе эксперимента по каждому из методов была рассчитана полезная мощность. С точки зрения массы измельченной до необходимой фракции руды предпочтительней выглядит вариант со стандартной стержневой загрузкой.

Далее определялась общая дисперсия групповая (по каждому методу) и общая.

Затем рассчитывалась общая дисперсия по среднеарифметическим значениям

По данным табл. 2 строится гистограмма (рис. 2), на которой каждому способу измельчения соответствует своя дисперсия, откуда видно, что максимальное значение дисперсии (по данным опыта со стандартной стержневой загрузкой) невелико, разница между ним и величиной дисперсии по данным опыта с экспериментальным стержнем D61 мм составляет почти тридцать порядков.

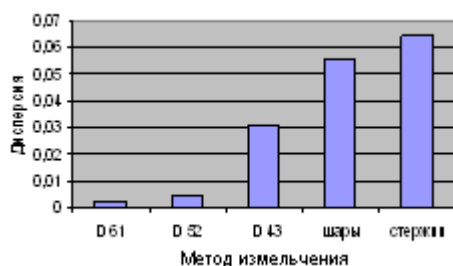


Рис. 2. Дисперсия данных эксперимента

Общая дисперсия по среднеарифметическим значениям по всем способам измельчения на лабораторных стендах

Время, мин	D 61	D 52	D 43	Шары	Стержни	Сумма
15	0,654	0,672	0,528	0,82	0,983	3,657
30	0,74	0,758	0,834	0,635	1,231	4,198
45	0,778	0,816	0,942	1,16	1,566	5,262
60	0,77	0,856	0,968	1,198	1,6	5,392
Среднее	0,7355	0,7755	0,818	0,95325	1,345	4,62725
Дисперсия	0,00241475	0,00478475	0,030558	0,05542	0,0644765	0,157654

На основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований эффективности процесса измельчения по критерию производительности работы мельницы, ресурсосбережению измельчающей среды и качеству готового продукта на базе лабораторного стенда, имитирующего работу барабанной мельницы, были получены следующие результаты и сделаны выводы:

1. По данным эксперимента установлено, что с уменьшением массы экспериментального стержня увеличивается масса измельченной до +0,074 руды. Это объясняется тем, что экспериментальный стержень с минимальной массой 2,018 кг перемещается в мельнице, т. е. имеет все виды взаимодействия с рудой (раздавливание, истирание и удар).

2. Выявлено, что при данном способе измельчения рудных материалов преимущество имеют такие процессы, как раздавливание и истирание, о чем свидетельствуют данные эксперимента и последующая обработка результатов, т. е. регрессионный анализ. При данном способе измельчения, увеличение массы экспериментальных стержней значительно снижает удельную полезную мощность барабанной мельницы, что свидетельствует о снижении энергозатрат.

3. Интенсивность взаимодействия металл – металл становится ниже, чем при стандартной шаровой или стержневой загрузке в мельнице, так как отсутствуют контактные взаимодействия мелющих тел между собой и мелющих тел с футеровкой.

4. Определено, что дисперсия по средней массе готового продукта для экспериментального стержня диаметром 61 мм составила минимальную величину по сравнению с другими вариантами мелющих тел. Это позволяет считать качество готового продукта по данному варианту более высоким.

5. На данном этапе работ при внесении изменений в конструкцию внутренней части барабана мельницы и экспериментального стержня можно добиться устранения недостатков, вызванных ограниченностью масштаба эксперимента.

6. На основании анализа эффективности технологических вариантов измельчения нашей кафедрой была подана заявка на другой патент, которая создает предпосылки для интенсивности процесса измельчения.

УДК 621.51

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОФИЛЯ СЕЧЕНИЯ ЗАПОРНОГО ОРГАНА КЛАПАНА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

ХАЗИН М. Л., ВОТЧАЛ В. И.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В настоящее время в России и в странах СНГ эксплуатируется свыше 500 тысяч промышленных компрессоров, которые потребляют около 16 % вырабатываемой в стране электроэнергии. В связи с этим вопросы повышения технического уровня компрессоров, в частности их эффективности и надежности, являются актуальными.

Надёжность и экономичность компрессора в значительной мере зависят от работы клапанов. Несовершенство их конструкции является обстоятельством, ограничивающим межремонтный период

работы компрессора. В существующих конструкциях клапанов с запорным органом в виде пластин, когда упругий элемент консольно закреплён, это приводит к быстрому выходу элемента из строя, вследствие накопления усталостных повреждений.

В рассматриваемом нами клапане запорный орган выполнен в виде упругого ленточного разрезного элемента, который представляет собой отрезок стальной ленты. Важным параметром запорного органа является натяг. От величины натяга запорного органа (радиального давления ленты на седло клапана), обеспечивающего своевременность открытия и закрытия пластин воздухораспределительных органов, зависит аэродинамическое сопротивление клапана. Отклонение величины натяга от оптимальной в значительной степени ухудшает как термодинамические, так и технико-экономические показатели компрессора [1].

Для определения профиля сечения требуется найти закон изменения толщины, чтобы получить такое кольцо, которое, будучи установлено в клапан, будет оказывать равномерно распределённое давление на стенки клапана. Запорный орган клапана, представляющий собой разрезное кольцо с круговой наружной поверхностью, имеет прямоугольное поперечное сечение постоянной ширины h и переменной толщины b (рис. 1).

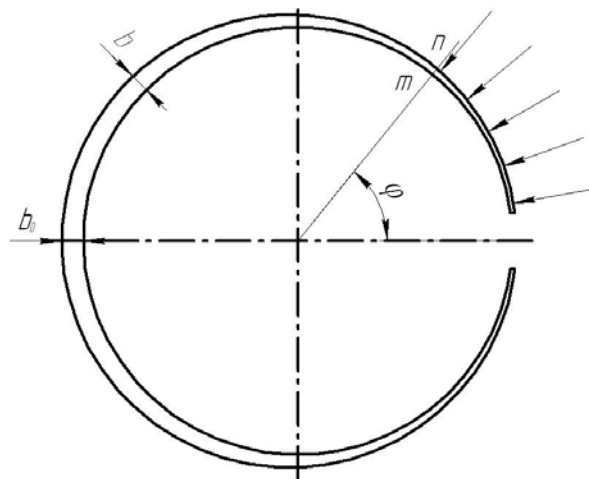


Рис. 1. Расчётная схема запорного органа клапана

Пусть r означает радиус клапана и $r+\delta$ – наружный радиус кольца в ненапряженном состоянии. Для решения задачи в первом приближении, вместо радиуса кривизны подставим наружный радиус кольца вместо его осевой линии. Тогда, пользуясь формулой [2]

$$\Delta d\varphi = \frac{Mds}{EJ_z}, \quad (1)$$

найдем величину изменения кривизны вследствие изгиба:

$$\frac{\Delta d\varphi}{ds} = \frac{1}{r} - \frac{1}{r+\delta} = -\frac{M}{EJ_z}. \quad (2)$$

Изгибающий момент M , возникающий в любом поперечном сечении mn кольца под действием равномерно распределённого по наружной поверхности кольца давления p :

$$M = -2phr^2 \sin^2 \frac{\varphi}{2}. \quad (3)$$

Заменим выражение $\frac{1}{r} - \frac{1}{r+\delta}$ на $\frac{\delta}{r^2}$ (при малых значениях δ), раскроем момент инерции

$J_z = \frac{b^3h}{12}$ и подставим выражение (3) в формулу (2). Тогда получим следующее уравнение для определения толщины b :

$$\frac{\delta}{r^2} = \frac{P}{E} \cdot \frac{24r^2}{b^3} \cdot \sin^2 \frac{\varphi}{2}, \quad (4)$$

откуда

$$b^3 = \frac{P}{E} \cdot \frac{24r^4}{\delta} \cdot \sin^2 \frac{\varphi}{2}. \quad (5)$$

Полагая $\varphi = \pi$ и обозначая через b_0 наибольшую толщину кольца, получим:

$$b_0^3 = \frac{P}{E} \cdot \frac{24r^4}{\delta}. \quad (6)$$

Наибольшее напряжение от изгиба в любом поперечном сечении mn кольца будет

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{12pr^2 \sin^2 \frac{\varphi}{2}}{b^2}. \quad (7)$$

Из выражений (6) и (7) следует, что максимальное значение напряжений изгиба имеет место при $\varphi = \pi$, т. е. в поперечном сечении, противоположном разрезу кольца. Подставив $b = b_0$ и $\varphi = \pi$ в выражение (7), получим:

$$\sigma_{\max} = \frac{12pr^2}{b_0^2}, \quad (8)$$

откуда можно определить b_0 , если известны значения допускаемого напряжения для материала кольца и давление p . Величина δ определяется подстановкой b_0 в формулу (8).

Можно отметить, что если две равные и противоположные растягивающие силы P приложены по касательной к концам кольца у разреза, то эти силы вызовут в поперечном сечении mn изгибающий момент:

$$-Pr(1 - \cos \varphi) = -2Pr \sin^2 \frac{\varphi}{2}, \quad (9)$$

т. е. изгибающий момент меняется с изменением угла φ точно таким же образом, как и изгибающий момент по формуле (3). Поэтому, если концы кольца сомкнуть друг с другом, то такое кольцо, установленное в клапан, будет оказывать равномерно распределённое давление (натяг) на стенки паза.

Различными авторами [3-5] рекомендуется следующий натяг пружин (запорных органов) открытого клапана (см. таблицу). Значительное расхождение величин натягов пружин открытого клапана вызывает необходимость проведения дополнительных исследований.

Рекомендуемый натяг пружин для различных типов клапанов, Па

Клапаны непрямоточные	Литература
1-я ступень: всасыв. – 5000 ÷ 8000; нагнет. – 1000 ÷ 20000 2-я ступень: всасыв. – 10000 ÷ 20000; нагнет. – 20000 ÷ 40000	[3]
1-я ступень: 5000-8000; 2-я ступень: 10000 – 20000	[3, 5]
Клапаны прямоточные	
1-я ступень: всасыв. – 2200 ÷ 5500; нагнет. – 8000 ÷ 12000	[5]
1-я ступень: всасыв. – 1500 ÷ 2500; нагнет. – 3000 ÷ 5000 2-я ступень: всасыв. – 3000 ÷ 5000; нагнет. – 6000 ÷ 10000	[4]

В качестве примера на рис. 2 проведены результаты расчёта наибольшей толщины запорного органа (b_0), выполненного из стали 45.

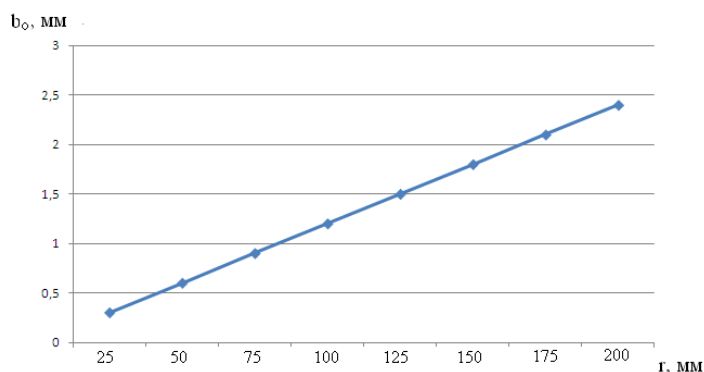


Рис. 2. Зависимость толщины запорного органа (b_0) от его радиуса

Из расчёта следует, что наибольшая толщина кольца прямо пропорциональна радиусу запорного органа.

Таким образом, показано, что для обеспечения равномерного натяга запорного органа в клапане необходимо использовать ленту переменной толщины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кондратьева, Т. Ф. Клапаны поршневых компрессоров / Т. Ф. Кондратьева, В. П. Исаков. – Л.: Машиностроение, 1983. – 158 с.
2. Тимошенко, С. П. Пластинки и оболочки / С. П. Тимошенко, Войновский-Кригер. – М.: Наука, 1966. – 635 с.
3. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчёт / П. И. Пластинин. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 2000. – 456 с.
4. Дмитриев, В. Т. Обоснование и выбор энергосберегающих параметров функционирования шахтных компрессорных установок: дис.... д-ра техн. наук: 05.05.06 / В. Т. Дмитриев. – Екатеринбург, 2006. – 224 с.
5. Френкель, М. П. Поршневые компрессоры / М. П. Френкель. – Л.: Машиностроение, 1960. – 656 с.

УДК [6.22.794:502](0758)

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМ ГИДРОТРАНСПОРТА ХВОСТОВ ОБОГАТИТЕЛЬНОЙ ФАБРИКИ

ПОТАПОВ В. Я., ВРАГОВ С. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

ЛАГУНОВ Д. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный технический университет – УПИ»

Оптимизация системы гидротранспорта и складирования хвостов обусловлена значительными эксплуатационными затратами на обеспечение работы сооружений хвостового хозяйства в условиях постоянного роста цен на энергоносители и материалы.

Существующая система гидротранспорта хвостов обогащения Качканарского ГОКа базируется на отечественных насосах ГрТ 8000/71 и ГрТ 4000/71 и пульпопроводах из стальных труб диаметра 800-1000 мм, потребляет значительное количество воды на обеспечение перекачки хвостовой пульпы и регулирование режима работы и в последние годы не обеспечивает подачу хвостов на наиболее удаленные участки накопителя.

Гидротранспорт крупнодисперсных твёрдых частиц является одной из наиболее сложных задач с точки зрения оптимизации процесса гидротранспорта. Сложной проблемой является определение экономически выгодной средней скорости потока пульпы (критической скорости), при минимальном значении удельных потерь напора и низкой удельной энергоёмкости процесса гидротранспорта, для заданной производительности системы по твёрдому материалу.

Результаты лабораторного анализа, выполненные в условиях Качканарского ГОКа, при проведении экспериментальных работ показали, что фактическая средняя плотность твёрдого материала составляет $\rho_{тв.ф.}=3450$ кг/м³, а гранулометрический состав может изменяться в значительных пределах (см. таблицу), от которого в значительной степени и зависят интегральные параметры гидравлического транспорта.

К интегральным параметрам относятся следующие основные физические характеристики потока гидросмеси: потери напора, Па/м; расход, м³/с; плотность гидросмеси, кг/м³; масса загружаемых в расходный зумпф хвостов, кг.

Интегральные характеристики необходимы для определения оптимальных режимов гидротранспорта хвостов обогащения с точки зрения минимальных значений удельных потерь

напора, концентрации гидросмеси для заданной производительности системы гидротранспорта по твёрдому материалу, критической скорости.

Фактический гранулометрический состав твёрдых частиц

Класс крупности d_i , мм	Содержание частиц ρ_i , %	Средний размер по классу d_i (ср), мм
25+1,6	3,15	1,6
-1,6+0,56	23,6	1,08
-0,56+0,28	33,2	0,37
-0,28+0,14	24,2	0,21
-0,14+0,071	11,9	0,105
-0,071+0,00	4,0	0,071

Потери напора являются важнейшей энергетической характеристикой процесса гидравлического транспортирования. От величины потерь напора зависит энергоёмкость системы, её эффективность и надёжность*. Потери напора определяются по разности давлений в манометрах, установленных на измерительном участке трубопровода длиной L_n (мерный участок, м).

$$\text{Удельные потери давления, Па/м: } i = \frac{\Delta p}{L_n}.$$

где Δp – перепад давления на измерительном участке, Па.

При протекании жидкости по трубопроводу развиваемый насосом напор расходуется на преодоление гидравлических и местных сопротивлений. Длина трубопровода должна соответствовать значению напора насоса.

Графическая зависимость изменения давления по длине трубопровода приведена на рис. 1.

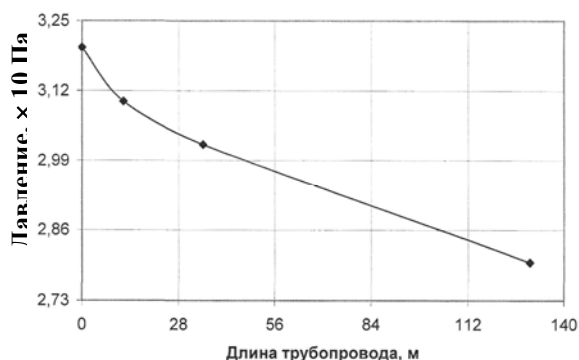


Рис. 1. Изменение давления по длине трубопровода при работе насоса 5ГрТ-8 на оборотной воде $v=1,5$ м/с

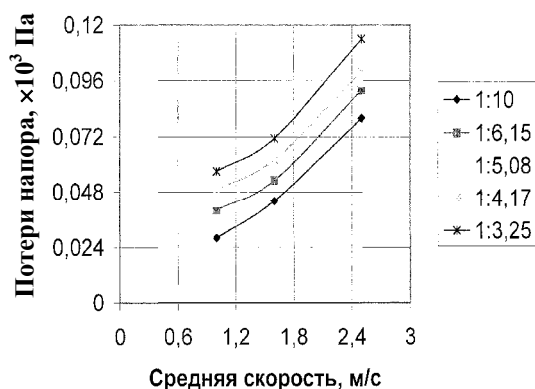


Рис. 2. Зависимости потерь напора при течении крупнозернистых хвостов обогащения различной концентрации по трубопроводу $D_y=150$ мм

Как видно из графика, с увеличением длины трубопровода давление в нем снижается, что резко сказывается на транспортировании крупнозернистых продуктов в сторону уменьшения скорости их перемещения.

Установлено, что на трубопроводе $D_y=150$ мм максимально допустимая скорость практически на всех расчетных концентрациях не должна превышать 4,0 м/с. Остаточное давление на сливе трубопровода может составлять $P_{сл}=22555$ Па.

* Исследование, выбор и внедрение оптимальных режимов эксплуатации последовательно включенных пульпонасосных станций и замыва Качканарских хвостохранилищ: отчет по научно-исследовательской работе. Тема № 81-26 / Магнитогорский металлургический институт им. Г. И. Носова. – Магнитогорск, 1986.

Анализ опытных данных показывает, что удельные потери напора увеличиваются с повышением концентрации. Минимальное значение удельных потерь напора наблюдалось при наименьшей в экспериментах концентрации $c_{об}=0,028$ (Т:Ж=1:10); наибольшая величина удельных потерь напора была получена при максимальной концентрации твердых частиц $c_{об}=0,082$ (Т:Ж=1:3,25).

Графические зависимости изменения потерь напора от средней скорости потока и концентрации гидросмеси приведены на рис. 2.

Критическая скорость - скорость, при которой твердые частицы начинают перемещаться во взвешенном состоянии, характеризует надежность и безопасность работы гидротранспортной системы.

На графиках, приведенных на рис. 3, а, б, показаны кривые изменения концентрации твердых частиц в поперечном сечении трубопровода $D=150$ мм. Исходная концентрация гидросмеси составила 2,8 % (Т:Ж=1:10). При скорости $v=1,0$ м/с основная часть твердых частиц находится в виде осадка на дне трубопровода и составляет 48,8 % всего количества твердого материала в этом сечении. С увеличением ординаты кверху трубы количество твердых частиц уменьшается. В верхней части трубы концентрация гидросмеси практически равна нулю.

Из графика на рис. 3, а следует, что твердые частицы с максимальной плотностью формируются на расстоянии $y=0,25D$ (мм).

С увеличением скорости характер распределения плотности гидросмеси по сечению трубопровода усредняется, что показано на рис. 3, б, построенном для такой же гидросмеси, но при средней скорости потока $v=2,5$ м/с.

Кривая изменения содержания твердых частиц в сечении трубы при других более высоких концентрациях имеет такой же вид, но толщина осадка при минимальной скорости увеличивается, что подтверждает вывод о зависимости критической скорости от величины исходной концентрации твердого в потоке пульпы.

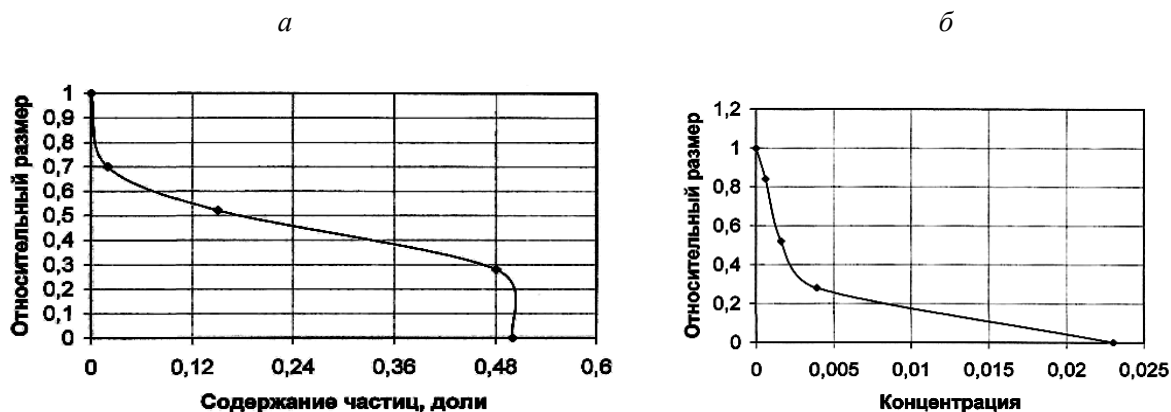


Рис. 3. Кривая изменения концентрации твердых частиц в поперечном сечении трубопровода:

а – $D=150$ мм, $v_{ср}=1,0$ м/с, $c_{об}=0,028$; б – $D=150$ мм, $v_{ср}=2,5$ м/с, $c_{об}=0,028$

Полученные результаты позволяют оптимизировать работу гидротранспорта по транспортированию хвостов обогащения железной руды с концентрацией до Т:Ж=1:2.