

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ



ГВУЗ «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ФАКУЛЬТЕТ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кафедра "Энергомеханические системы"

Материалы

*XII международной научно-технической
студенческой конференции*

**"МЕХАНИКА
ЖИДКОСТИ И ГАЗА"**

12 – 15 ноября 2013 г.

Донецк

УДК 622.232.72

Механика жидкости и газа / Материалы XII Международной научно-технической студенческой конференции. - Донецк: ДонНТУ, 2013.– 198 с.

В материалах конференции освещены следующие вопросы: разработка перспективного оборудования и устройств в области энергомеханики и автоматики; определение потерь энергии при прохождении гидроимпульсного потока жидкости через воздушное пространство и пространство, заполненное разрушенным углем; обоснование механизма термоакустической неустойчивости, обусловленной давлением подъемной силы трубы, исследование сопротивлений, которые возникают в трубопроводах горных машин при относительном движении полезных ископаемых и жидкостей; разработки принципиальных схем подключения гидро- и пневмоаппаратуры в системе горного оборудования, область их использования; исследование математического аппарата, который применяется при установлении закономерностей механики движения жидкости и газа.

Материалы представляют интерес для студентов, аспирантов, научных и инженерно-технических работников горных специальностей.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Главный редактор – зав. каф. «Энергомеханические системы» А.П.Кононенко.

Зам. гл. редактора – С.А.Селивра.

Ответственный секретарь выпуска В.В. Грач

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ:

Д.т.н., проф. А.П.Кононенко (гл. редактор); к.т.н., проф. С.А.Селивра (зам. гл. редактора); к.т.н., доц. Е.Н.Бойко; ст. преп. В.В.Гулин; к.т.н., проф. Л.Н.Козыряцкий; к.т.н., доц. В.С.Коломиец; д.т.н., проф. А.П.Кононенко; ст. преп. В.И.Лазаренко; ст. преп. В.И.Мизерный; к.т.н., доц. В.М.Моргунов; к.т.н., доц. В.М.Оверко; к.т.н., доц. Устименко Т.А.; к.т.н., доц. О.В.Федоров; к.т.н., доц. В.М.Яковлев; к.т.н., проф. А.Ф.Яценко.

ПРОБЛЕМЫ ДОБЫЧИ ШАХТНОГО МЕТАНА В УКРАИНЕ

Н.А. Авраменко, магистр,
С.Н. Зиновьев, канд. техн. наук, доц., Красноармейский
индустриальный институт ГВУЗ «Донецкий национальный
технический университет»

Рассмотрены основные вопросы добычи шахтного метана в Украине, проблемы возникающие при его добыче и перспективы развития добычи шахтного метана

Применение шахтного метана является темой международного значения. Метан имеется всюду, где есть каменноугольная промышленность, и является перспективным местным источником энергии.

Только приходится признать, что с этим ресурсом в нашей стране пока обходятся небрежно и неумело.

Главная причина, тормозящая развитие добычи и утилизации метана в предубеждениях. Заинтересованные стороны никак не могут определиться, о чем идет речь. Что же такое “извлечение шахтного метана”? Дегазация угольных пластов, то есть вспомогательный производственный процесс в угольной промышленности, или же самостоятельная сфера деятельности, целью которой является получение ценного и дефицитного в нашей стране энергоресурса? Безопасность труда шахтеров или энергетическая безопасность страны? В данном случае от терминологии и системы приоритетов зависит все – от применяемых технологий до распределения ответственности за это направление между государственными ведомствами.

Основным газоносным регионом в Украине, естественно, считается Донбасс, поскольку метан – неизменный спутник угля. Общие запасы оцениваются в довольно широком диапазоне – от 2 до 12 трлн. кубометров [1]. Газ этот содержится в разных формах (от свободной до связанной) в угле и вмещающих породах и образовался там на стадии углефикации органических останков и метаморфизации углей. В выработки метан выделяется преимущественно из угля, в основном – в процессе его разрушения (отбойки), реже - из естественных полостей-резервуаров. [4]

На сегодняшний день в мировой практике существуют три варианта добычи и использования шахтного метана. Первый из них – это предварительная дегазация, то есть добыча газа с помощью бурения скважин до начала выемки угля. Самым распространенным в Донбас-

се остается еще один метод, с которого в нашей стране и началась добыча шахтного метана, – поточная дегазация в процессе горных работ. Так получают метановоздушную смесь, которая пригодна для использования в когенерационных установках, что подтверждено эмпирически: первая установка давно работает на шахте им. Засядько. Так же крупнейшим проектом по утилизации шахтного метана в Украине является проект ПАТ «ШУ «Покровское» с общей мощностью когенерационной установки 18 МВт. По данным предприятия себестоимость электроэнергии, сгенерированной на когенерационной установке в 7 раз ниже тарифов энергогенерирующих компаний. Тепловой энергией предприятие обеспечивает себя на 100%. Себестоимость этого тепла в 10 раз ниже коммунальных тарифов [2].

Таблица 1 – Оценка ресурсной базы метанугольных пластов

| Страна | Запасы, трлн. м ³ |
|----------------|------------------------------|
| Канада | 17-92 |
| Россия | 17-80 |
| Китай | 30-35 |
| Австралия | 8-14 |
| США | 4-11 |
| Украина | 2-12 |
| Индия | 0,85-4 |
| Германия | 3 |
| Польша | 3 |
| Великобритания | 2,45 |
| Казахстан | 1,1-1,7 |
| ЮАР | 1 |
| ВСЕГО: | 89,40-259,15 |

В горной промышленности Украины поточная дегазация имеет и свои негативные стороны. Многие шахты, не имея средств (а может, и желания) покупать и монтировать когенерационные установки, останавливаются на полпути – газ из пластов извлекают, но потом просто выбрасывают в атмосферу. Такими действиями руководство шахт пытается обезопасить работу шахтеров. А тем временем Украина занимает пятое место в мире по объемам выбросов метана из угольных месторождений.[3] Вот когда выражение “Деньги на ветер” приобретает буквальный смысл.

В странах, где добыча шахтного метана началась еще в 80-х годах прошлого века, сегодня работают уже и на закрытых шахтах. Так

метан добывают в угольных бассейнах Нор-Па-де-Кале (Франция), Эно (Бельгия) и Остравско-Карвинском (Чехия). Из закрытых шахт добывается газ, содержащий от 50 до 80% метана, что позволяет использовать его на теплоэлектростанциях.[2] Трудно не согласиться, что в Украине это случится еще нескоро, ибо сегодня из закрытых шахт и воду-то откачивать не всегда успевают, не то, что газ.

О реализации широкомасштабных проектов добычи метана как альтернативы природному газу пока говорить не приходится. Медленное развитие метановых проектов связано, прежде всего, с их дороговизной. Нужна специальная техника, которая в Украине не производится, чтобы адаптировать к условиям Донбасса технологии, позволяющие добывать значительные объемы метана. Практика показывает, что без активного участия государства в начальной фазе метановых проектов дело не сдвигается с места. Только при активной поддержке государства, например, в США и Австралии проекты смогли приобрести такие масштабы, что их реализацию подхватили частные компании и превратили в хороший бизнес.

Пока все оценки метанового потенциала Украины приближены, но оптимисты говорят о том, что в идеале страна могла бы обеспечивать себя газом собственной добычи, по меньшей мере, столетие. Извлечь шахтный метан из-под земли – сложно и тяжело. Однако альтернатива еще печальнее – думать о том, что наше завтра зависит от импортеров газа в Украину и от их настроения.

Список источников

1. Сучасні технології енергозбереження – потенціал розвитку та енергетична безпека підприємства. Авраменко Н.О., Кроливець А.В., Петелін Е.А. // Сучасні аспекти механізації та автоматизації енергоємних виробництв. Збірник матеріалів 2 регіональної науково-практичної конференції, Красноармійський індустріальний інститут ДВНЗ ДонНТУ, 26 квітня 2013. – Донецьк. – 300 с.
2. Мировой опыт утилизации шахтного метана. Кроливець А.В., Петелін Е.А., Дні науки – 2013: Збірник матеріалів V регіональної науково-практичної конференції, 23 травня 2013. В2Т2 – Красноармійськ: КП ДонНТУ, 2013. -Т.1.-230 с.
3. Метан: не грозный, а выгодный. [Электронный ресурс] // <http://www.isd.com.ua/press/news/article.html?id=1011>] Источник «Голос Украины»2010 г.
4. Метан (материал из MiningWiki). [Электронный ресурс] // <http://miningwiki.ru/wiki/%D0%9C%D0%B5%D1%82%D0%B0%D0%BD>].
5. Шахтный метан и сланцевый газ: украинские проекты. [Электронный ресурс] // http://www.newchemistry.ru/letter.php?n_id=7463] Олег Гавриш, Андрей Леденев, 2012 г

РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ К МЕТРОЛОГИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ ПРИБОРА БЕСКОНТАКТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОТВОРНОЙ СПОСОБНОСТИ ГАЗА

М.А. Александрова, студентка
Н.И. Чичикало, д-р техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет

Разработаны и обоснованы требования к метрологическим характеристикам прибора бесконтактного определения теплотворной способности газа для условий трубопровода Россия-Украина.

В настоящее время природный газ широко используется как сырье и топливо для разных отраслей промышленности. Природный газ является лучшим видом топлива, который уступает лишь нефти. Это преимущество связано с высокой теплотой сгорания, легко регулируемой подачей газа в печь, отсутствием золы. Известно, что чем больше удельная теплота сгорания топлива, тем меньше удельная затрата топлива при таком же показателе коэффициента полезного действия. Поэтому работа, направленная на решение данной задачи, является актуальной и имеет большое промышленное значение.

Основной целью исследований является разработка и обоснование метрологических требований к измерительному контролю теплотворной способности природного газа, который должен быть простым и надежным, а также обеспечивать удобное и простое обслуживание.

Удельную объемную теплоту сгорания природного газа определяют по ГОСТ 22667 [1]. Погрешность определения теплоты сгорания при известном компонентном составе газ вычисляют согласно следующей формулы:

$$\delta_H = \frac{z_c}{\sum_i x_i \cdot H_{ui}} \cdot \left[\sum_i (x_i \cdot H_{ui} \cdot \delta_{xi})^2 \right]^{0,5}, \quad (1)$$

где z_c – фактор сжимаемости природного газа при стандартных условиях, H_{ui} – теплотворная способность i -го газа в идеально-газовом состоянии [1]; δ_{xi} – погрешность определения молярной доли i -го компонента природного газа.

При неизвестном компонентном составе газа допускается определять высшую и низшую удельную теплоту сгорания по формулам:

$$H_{C.B.} = 92,819 \cdot (0,51447 \cdot \rho_c + 0,05603 - 0,65689 \cdot x_a - x_y); \quad (2)$$

$$H_{C.H.} = 85,453 \cdot (0,52190 \cdot \rho_c + 0,04242 - 0,65197 \cdot x_a - x_y), \quad (3)$$

где ρ_c – плотность природного газа кг/м³; x_a – молярная доля азота; x_y – молярная доля диоксида углерода.

Погрешность определения теплоты сгорания при неизвестном компонентном составе газа:

$$\delta_H = \left[0,04 + 0,1 \cdot \delta_{\rho_c}^2 \cdot \rho_c^2 + (x_y \cdot \delta_{x_y})^2 + 0,4 \cdot (x_a \cdot \delta_{x_a})^2 \right]^{0,5}, \quad (4)$$

где δ_{ρ_c} , δ_{x_a} и δ_{x_y} – погрешности определения, соответственно, плотности природного газа при стандартных условиях, молярной доли азота и молярной доли диоксида углерода.

Графики изменения высшей и низшей удельной теплоты сгорания природного газа от изменения его плотности в диапазоне от 0,68 до 0,85 кг/м³, при изменении молярной доли азота в газе от 5 до 7 % и при неизменной молярной концентрации диоксида углерода 0,5 %, приведены на рисунках 1 и 2, где: 1) $N_2 = 5\%$; 2) $N_2 = 6\%$; 3) $N_2 = 7\%$.

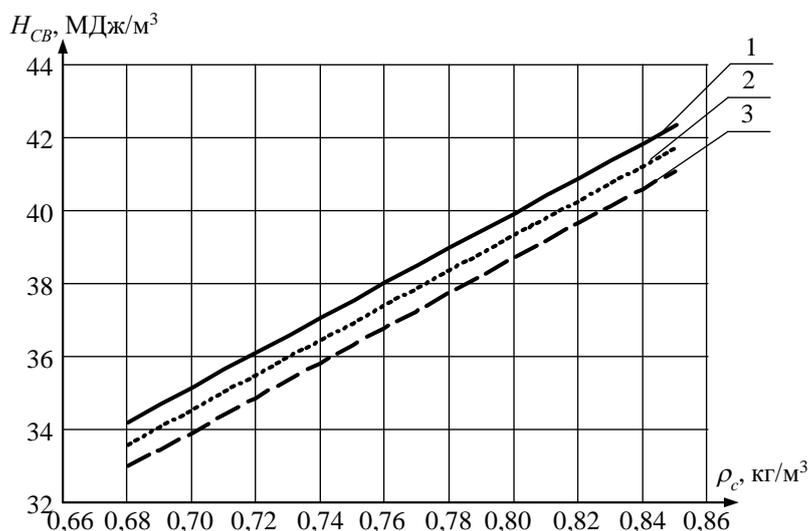


Рисунок 1 – Изменение высшей удельной теплоты сгорания газа от плотности при неизменной молярной концентрации $CO_2=0,5\%$ и изменении N_2

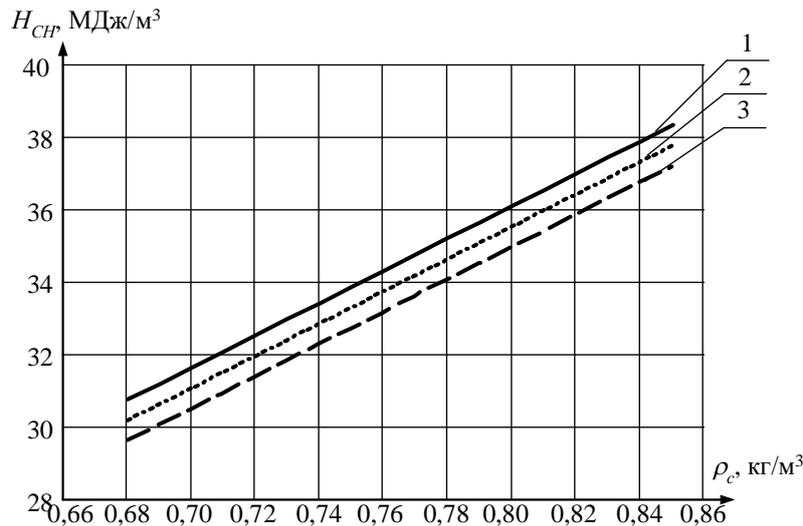


Рисунок 2 – Изменение нижней удельной теплоты сгорания газа от плотности при неизменной молярной концентрации $CO_2=0,5\%$ и изменении N_2

На основании полученных результатов, рассчитана чувствительность измерительного контроля высшей удельной теплоты сгорания природного газа, при изменении:

– плотности в диапазоне от 0,68 до 0,85 кг/м³, при неизменных молярных концентрациях азота $N_2=6\%$ и диоксида углерода $CO_2=0,5\%$

$$S^{CB} = \frac{\Delta H_{CB}(\rho_C; N_2 = 5\%, CO_2 = 0,5\%)}{\Delta \rho_C} = 47,8 \frac{\text{МДж/м}^3}{\text{кг/м}^3};$$

– молярной концентрации азота N_2 в диапазоне от 5 до 7 %, при неизменной плотности $\rho_C=0,77$ кг/м³ и молярной концентрации диоксида углерода $CO_2=0,5\%$:

$$S^{CB} = \frac{\Delta H_{CB}(\rho_C = 0,77 \text{ кг/м}^3; N_2, CO_2 = 0,5\%)}{\Delta N_2} = -0,61 \frac{\text{МДж/м}^3}{\%};$$

– молярной концентрации диоксида углерода CO_2 в диапазоне от 0,5 до 1,5 %, при неизменной плотности $\rho_C=0,77$ кг/м³ и молярной концентрации азота $N_2=5\%$:

$$S^{CB} = \frac{\Delta H_{CB}(\rho_C = 0,77 \text{ кг/м}^3; N_2 = 5\%, CO_2)}{\Delta CO_2} = -0,93 \frac{\text{МДж/м}^3}{\%}.$$

Исходя из проведенного анализа чувствительности измерительного контроля удельной теплоты сгорания природного газа к изменению плотности газа и молярным концентрациям азота и диоксида углерода, можно сделать следующий вывод. Для измерения удельной теплоты сгорания природного газа необходимо выполнять измерения параметра – плотность газа в диапазоне от 0,68 до 0,85 кг/м³ и вносить поправку по двум дестабилизирующим факторам:

- молярная концентрация азота в диапазоне от 5 до 7 %;
- молярная концентрация диоксида углерода в диапазоне от 0,5 до 1,5%.

Для определения погрешности измерений плотности газа и молярных концентраций азота и диоксида углерода выполнена оценка результатов измерений удельной теплоты сгорания косвенным методом. Согласно [2-4] погрешности величин, которые определяются косвенным методом, можно рассчитать по следующей формуле:

$$\Delta_{H_C} = k \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial H_C}{\partial \rho_C} \cdot \Delta_{\rho_C}\right)^2 + \left(\frac{\partial H_C}{\partial N_2} \cdot \Delta_{N_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial H_C}{\partial CO_2} \cdot \Delta_{CO_2}\right)^2}, \quad (5)$$

где Δ_{H_C} – доверительная граница погрешности измерения удельной теплоты сгорания природного газа, которая определяется косвенным методом при доверительной достоверности P ; k – коэффициент, значение которого определяется принятой доверительной вероятностью P ($k=1,1$ при $P=0,95$); Δ_{ρ_C} , Δ_{N_2} , Δ_{CO_2} – абсолютные погрешности прямых измерений плотности природного газа и молярных концентраций азота и оксида углерода.

Согласно рекомендациям [2] в качестве погрешностей Δ_{ρ_C} , Δ_{N_2} и Δ_{CO_2} в формуле (5) можно принять погрешности прямых измерений, считая, что другие составляющие (например, методическая) достаточно малы. Таким образом, для определения погрешности сначала необходимо оценить погрешности прямых измерений Δ_{ρ_C} , Δ_{N_2} и Δ_{CO_2} .

Абсолютная погрешность измерения удельной теплоты сгорания природного газа определяется следующими соотношениями:

- верхняя удельная теплотворность:

$$\Delta_{H_{CB}}(\Delta_{\rho_C}, \Delta_{N_2}, \Delta_{CO_2}) = k \cdot \sqrt{(47,79 \cdot \Delta_{\rho_C})^2 + (-0,61 \cdot \Delta_{N_2})^2 + (-0,93 \cdot \Delta_{CO_2})^2};$$

– нижняя удельная теплотворность:

$$\Delta_{H_{CB}}(\Delta_{\rho_C}, \Delta_{N_2}, \Delta_{CO_2}) = k \cdot \sqrt{(44,60 \cdot \Delta_{\rho_C})^2 + (-0,56 \cdot \Delta_{N_2})^2 + (-0,85 \cdot \Delta_{CO_2})^2}.$$

Относительная погрешность измерения удельной теплоты сгорания природного газа определяется следующим соотношением:

$$\delta_{H_C}(\Delta_{\rho_C}, \Delta_{N_2}, \Delta_{CO_2}) = \frac{\Delta_{H_C}(\Delta_{\rho_C}, \Delta_{N_2}, \Delta_{CO_2})}{H_C} \cdot 100 \%$$

Из анализа полученных результатов видно, что для измерения удельной теплоты сгорания природного газа с относительной погрешностью измерения не более $\pm 2 \%$, значение абсолютной погрешности измерений при этом не более $\pm 0,6$ МДж/м³ в диапазоне измерений от 29 до 43 МДж/м³ необходимо измерять:

– плотность природного газа с относительной погрешностью измерений не более $\pm 15 \%$, значение абсолютной погрешности измерений при этом не более $\pm 0,01$ кг/м³ в диапазоне измерений от 0,68 до 0,85 кг/м³;

– молярную концентрацию азота в природном газе с относительной погрешностью измерений не более $\pm 5 \%$, значение абсолютной погрешности измерений при этом не более $\pm 0,25 \%$ в диапазоне измерений от 5 до 7 %;

– молярную концентрацию диоксида углерода в природном газе с относительной погрешностью измерений не более $\pm 5 \%$, значение абсолютной погрешности измерений при этом не более $\pm 0,025 \%$ в диапазоне измерений от 0,5 до 1,5 %.

Список источников.

1. Газ природный. Методы расчета физических свойств. Определение физических свойств природного газа, его компонентов и продуктов его переработки: ГОСТ 30319.1-96 – [Действующий от 1997-07-01]. – М.: Издательство стандартов, 1996. – 28 с.
2. Бурдун Г.Д. Основы метрологии / Г.Д. Бурдун, Б.Н. Марков. – М.: Изд. стандартов, 1985. – 256 с.
3. Тартаковский Д.Ф. Метрология, стандартизация и технические средства измерения: [учеб. для вузов] / Д.Ф. Тартаковский, А.С. Ястребов. – М.: Высш. шк., 2001. – 205 с.
4. Сергеев А.Г. Метрология: [учебник] / А.Г. Сергеев. – М.: Логос, 2005. – 272 с.

РАЗРАБОТКА ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА КОНТРОЛЯ ПЛОТНОСТИ ПРИРОДНОГО ГАЗА ДЛЯ БЕСКОНТАКТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЕГО ТЕПЛОТВОРНОЙ СПОСОБНОСТИ

М.А. Александрова, студентка,
Н.И. Чичикало, д-р техн. наук, проф.,
 Донецкий национальный технический университет

Разработана и обоснована структура измерительного прибора контроля плотности природного газа на основе расходомера Кориолиса для бесконтактного определения теплотворной способности газа.

Природный газ, как правило, состоит из метана и других углеводородов в различной пропорции, а также содержит перманентные газы, такие как кислород, азот и углекислый газ. Природный газ из разных месторождений имеет сходный состав, но различается по концентрации компонентов. При переработке и транспортировке природного газа большое значение имеют его компонентный состав и теплотворная способность, так как эти два параметра определяют стоимость природного газа. Рыночная стоимость природного газа определяется его энергетическим содержанием. Таким образом, анализ его компонентного состава и теплотворной способности весьма актуальный.

На основании ранее проведенных исследований и согласно [1], авторами предложено выполнять измерения теплотворной способности газа при неизвестном компонентном составе по формулам:

$$H_{C.B.} = 92,819 \cdot (0,51447 \cdot \rho_c + 0,05603 - 0,65689 \cdot x_a - x_y); \quad (1)$$

$$H_{C.H.} = 85,453 \cdot (0,52190 \cdot \rho_c + 0,04242 - 0,65197 \cdot x_a - x_y), \quad (2)$$

где ρ_c – плотность природного газа кг/м³; x_a – молярная доля азота; x_y – молярная доля диоксида углерода.

Анализ предварительных исследований показал, что для измерения удельной теплоты сгорания природного газа с относительной погрешностью измерения не более $\pm 2\%$, значение абсолютной погрешности измерений при этом не более $\pm 0,6$ МДж/м³ в диапазоне измерений от 29 до 43 МДж/м³ необходимо измерять:

– плотность природного газа с относительной погрешностью измерений не более $\pm 15\%$, значение абсолютной погрешности изме-

рений при этом не более $\pm 0,01 \text{ кг/м}^3$ в диапазоне измерений от 0,68 до 0,85 кг/м^3 ;

– молярную концентрацию азота в природном газе с относительной погрешностью измерений не более $\pm 5 \%$, значение абсолютной погрешности измерений при этом не более $\pm 0,25 \%$ в диапазоне измерений от 5 до 7 %;

– молярную концентрацию диоксида углерода в природном газе с относительной погрешностью измерений не более $\pm 5 \%$, значение абсолютной погрешности измерений при этом не более $\pm 0,025 \%$ в диапазоне измерений от 0,5 до 1,5 %.

Для измерения плотности природного газа в диапазоне от 0,68 до 0,85 кг/м^3 с абсолютной погрешностью не более $\pm 0,01 \text{ кг/м}^3$ предложено использовать расходомер Кориолиса на последовательных двух трубках. Когда расходомер состоит из двух параллельных трубок, поток разделяется на два потока на входе и соединяется в один на выходе (см. рис. 1). При использовании одной трубки (или соединенных последовательно двух трубок) поток в расходомере не разделяется.

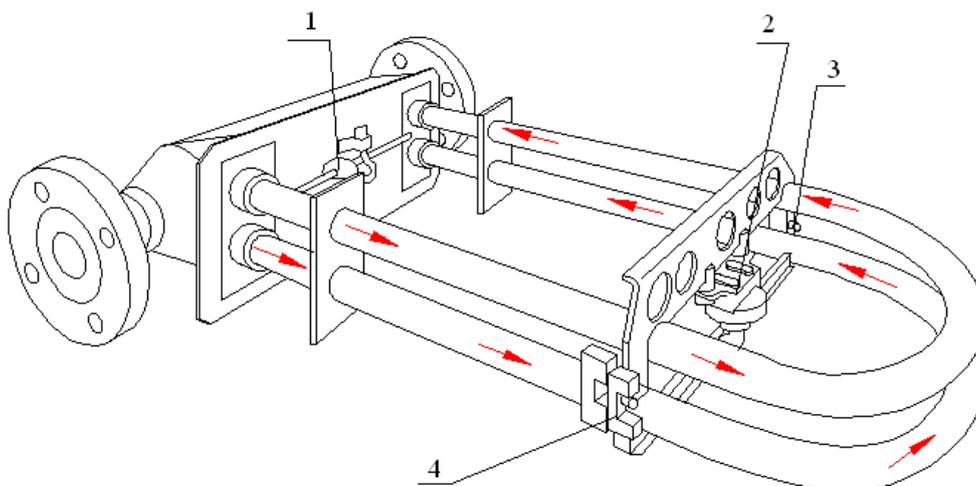


Рисунок 1 – Конструкция расходомера Кориолиса на последовательных двух трубках

На рисунке 1 обозначено: 1 – термодатчик; 2 – привод; 3 – индукционная катушка левая; 4 – индукционная катушка правая.

Привод заставляет трубки вибрировать. Электромагнитный привод состоит из катушки, соединенной с одной трубкой, и из магнита, соединенного с другой трубкой. На катушку подается переменный ток, который заставляет магнит периодически то притягиваться, то

отталкиваться. На проводник с током, которым является катушка, в магнитном поле (магнит) действует сила Ампера, равная произведению силы тока на векторное произведение элемента длины проводника на магнитную индукцию поля [2]:

$$dF = I[dl, B], \quad (3)$$

где dF – элементарная сила Ампера, I – сила тока, dl – элемент длины проводника, B – индукция магнитного поля.

Поскольку магнит и катушка жестко закреплены на разных трубках, то сила будет отталкивать и притягивать трубки друг от друга или друг к другу. Необходимым условием является наличие переменного тока в катушке, так как сила должна менять направление.

Датчик может определить положение, скорость или ускорение трубок. Если используются электромагнитные датчики, магнит и катушка в датчике меняют свое положение друг относительно друга, во время того, как трубки вибрируют, вызывая изменение в магнитном поле катушки. Поэтому синусоидальное напряжение на катушке представляет собой движение трубок. При одновременном снятии сигналов происходит смещение по фазе на ΔT (см. рис. 2). Это относительное запаздывание прямо пропорционально массовому расходу.

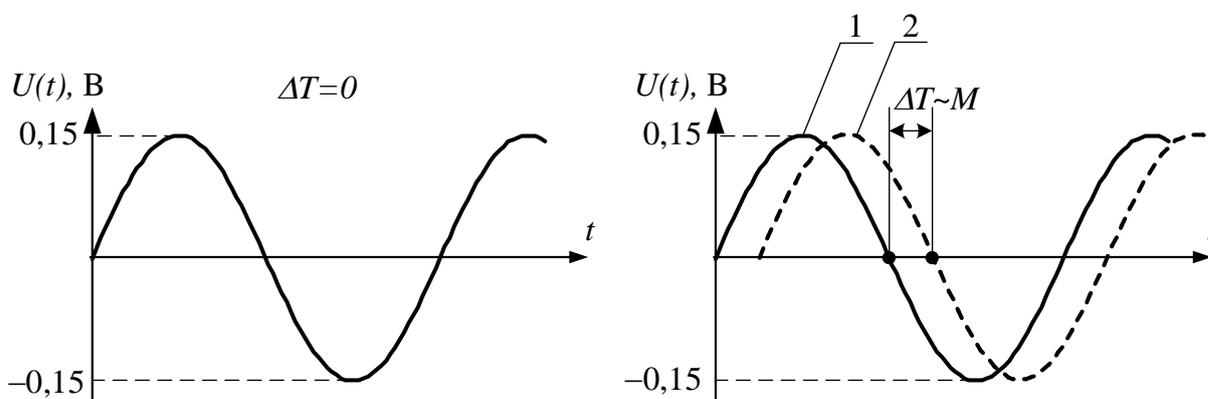


Рисунок 2– Выходные сигналы расходомера Кориолиса при:
а) отсутствие движения вещества; б) вещество движется

На рисунке 2 обозначено: 1 – выходной сигнал индукционной катушки правой; 2 – выходной сигнал индукционной катушки левой.

Естественная резонансная частота двухтрубной конструкции зависит от геометрии, конструкционных материалов и массы всей конструкции (массы трубок и массы вещества внутри трубок). Масса трубы постоянна. Так как расход вещества есть ее плотность (ρ),

умноженная на объем (который также постоянен), частота вибрации может быть обусловлена плотностью протекающей жидкости. Следовательно, плотность вещества может быть определена путем измерения резонансной частоты колебаний трубок (заметим, что плотность вещества может быть определена и в отсутствие потока, пока трубки заполнены веществом и колеблются).

Толщина стенок трубок меняется значительно от модели к модели, но, тем не менее, даже самая крепкая трубка будет иметь толщину меньше, чем у трубопровода. В дополнение во многих конструкциях используются трубки малого диаметра, что резко увеличивает скорость потока (от 1,5-3 м/с до 7,6 м/с). Конструкции с большой толщиной стенки трубы и высокими скоростями потока требуют применение особых материалов из-за возникновения эрозии. Кориолисов расходомер должен быть сделан из особых материалов, так как он подвергается коррозии.

Уравнение для плотности сенсора RotaMASS [3]

$$\rho = KD \cdot \left(\left(\frac{f_I(20^\circ C)}{f_V(20^\circ C)} \right)^2 - 1 \right), \quad (4)$$

где ρ – плотность вещества; $f_I(20^\circ C)$ – частота вынуждающей силы при пустых трубках и температуре $20^\circ C$; $f_V(20^\circ C)$ – частота вынуждающей силы при заполненных трубках и температуре $20^\circ C$; KD – калибровочная постоянная для плотности;

Температурная поправка для частоты вынуждающих колебаний

$$f_V(20^\circ C) = f_V \cdot (1 + FKT \cdot (T - 20^\circ C)), \quad (5)$$

где FKT – температурный поправочный коэффициент, зависящий от материала и размера трубок.

Другой составной частью кориолисового расходомера являются преобразователь сигналов и контроллер, монтируемые на приборном щите. Структурная схема измерения массового расхода, плотности, объемного расхода и температура приведена на рисунке 3.

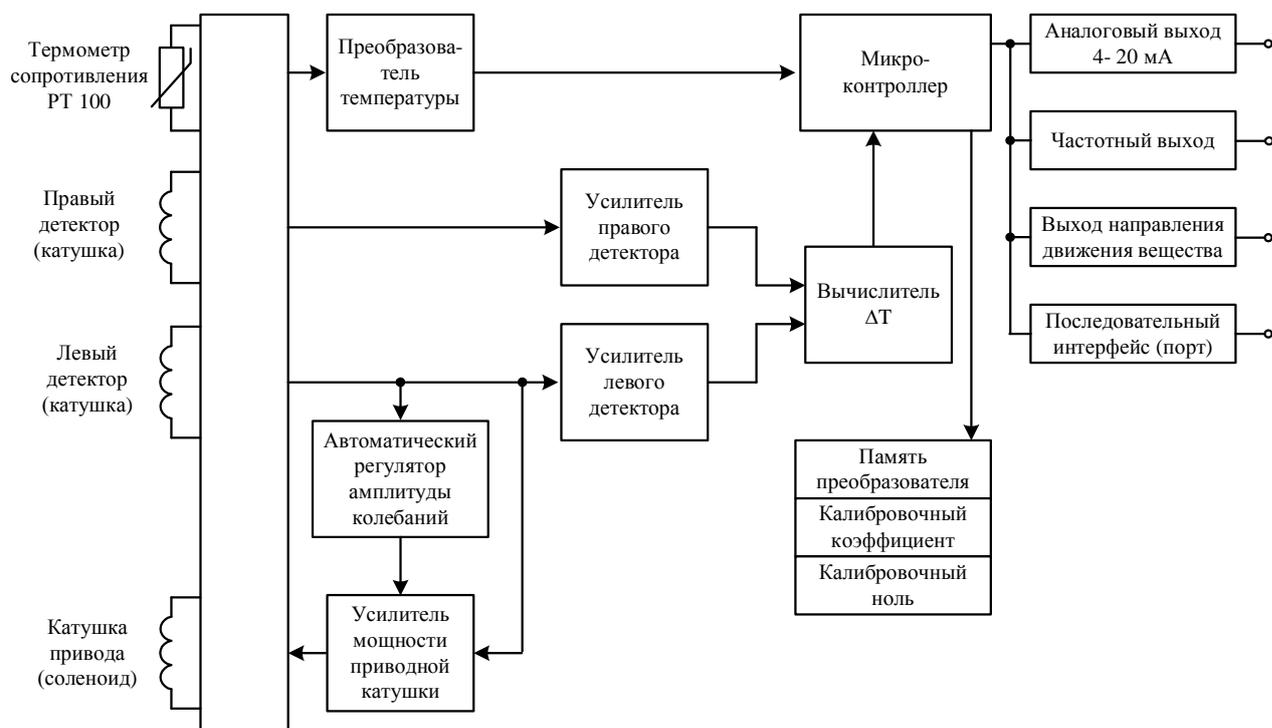


Рисунок 3 – Структурная схема измерения массового расхода, плотности, объемного расхода и температуры природного газа

Преобразователь преобразует низкоуровневый сигнал сенсора в аналоговый сигнал от 4 до 20 мА и частотный, выходные сигналы.

По частотному каналу идет информация о расходе, а аналоговые сигналы программируются на измерение плотности.

На контроллер кроме массы продукта и плотности заведены сигналы температуры продукта. Контроллер имеет выход через персональный компьютер на принтер для автоматической печати.

Результатом обработки сигналов датчика будут:

- массовый расход;
- плотность;
- объемный расход;
- температура.

Такие массовые расходомеры обеспечивают относительную погрешность измерений не более $\pm 0,15\%$.

Список источников.

1. Газ природный. Методы расчета физических свойств. Определение физических свойств природного газа, его компонентов и продуктов его переработки: ГОСТ 30319.1-96 – [Действующий от 1997-07-01]. – М.: Издательство стандартов, 1996. – 28 с.
2. Савельев И. В. Курс общей физики, т. 1. Механика. Молекулярная физика: [учебное пособие] / И.В. Савельев. – 2-е изд., перераб. – М.: Наука, 1982. – 432 с.
3. Кориолисов массовый расходомер RataMASS: [технические характеристики и параметры расходомера GS 1R4B4-R-H]. – Фирма Yokogawa Europe B.V., 2012. – 16 с.

Д.А. Бутыльский, студент,
Н.А. Скляров, канд. техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА С ПРИЖИМНЫМ РОЛИКОМ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕГО ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЛЕНТЫ

Предложена конструкция привода ленточного конвейера с прижимным роликом, обеспечивающего повышение срока службы конвейерной ленты примерно на 30 %.

Конвейерная лента составляет примерно 50% стоимости ленточного конвейера приводится в движение приводом, имеющим несколько приводных барабанов.

Конвейерная лента многократно изгибается и подвергается *разрушениям и износам*, особенно при эксплуатации в сложных горно-геологических условиях шахты (большое запыление рабочей среды, повышенная влажность) или в сложных переменных погодных условиях открытого карьера (дождь, снег, обледенение и др), когда осуществляется пробуксовка ленты на приводном барабане.

Цель работы – разработка кинематической схемы и определение рациональных параметров привода ленточного конвейера нового технического уровня, который снижает количество перегибов ленты и увеличивает ресурс ленты на 25...30%.

В существующих моделях ленточных конвейеров для предотвращения пробуксовки ленты на барабане конвейера идут по пути увеличения числа приводных барабанов от одного до двух и даже до трех когда угол обхвата увеличивается соответственно с 180 до 350 градусов и даже до 540 градусов. В этом случае значительно снижается пробуксовка ленты, но значительно увеличивается и количество перегибов ленты и износ её обкладок и бортов.

Для реализации поставленной цели разработана конструкция привода ленточного конвейера (рис.1), которая обеспечивает повышение долговечности ленты. В приводе конвейера для устранения пробуксовки на приводном барабане предусмотрен прижимный ролик 3, что обеспечивает максимальный угол обхвата приводного барабана лентой равный 270 градусов и минимальное число изгибов ленты – 2.

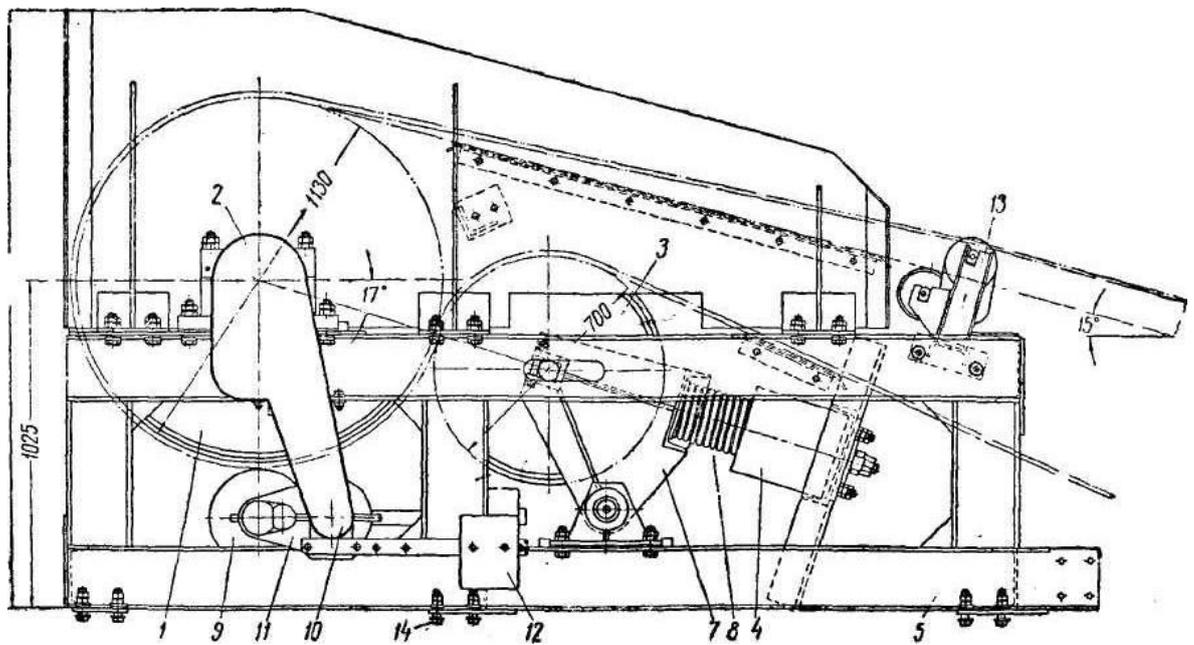


Рисунок 1 – Привод ленточного конвейера с прижимным роликом

Привод должен иметь двухступенчатый редуктор, расположенный на металлическом основании.

Приводной барабан 1 с очистным устройством 2, роликом 3 и с механизмом прижатия 4 монтирован на отдельной раме 5, устанавливаемой на основании приводной станции. Барабан 1 имеет вынесенные подшипники, корпуса 6 которых укреплены к продольным швеллерам рамы.

Прижимной ролик 3 вращается на шарикоподшипниках, расположенных внутри его корпуса, он имеет неподвижную ось, закреплённую в пазах качающихся кронштейнов 7, и прижимается к барабану пружинами 8.

Очистное устройство состоит из вращающейся щётки 9, приводимой от вала ведущего барабана при помощи цепной передачи 10 и зубчатого редуктора 11. Щётка прижимается к барабану грузом 12. Для поддержания грузёной ветви ленты предусмотрено роlikоопора 13. Приводной барабан 1 и ролик 3 закрыты ограждающими боковыми листами.

Привод, в отношении расположения редуктора и двигателя, может быть собран в правом и левом исполнении. Рама приводного барабана крепится к основанию приводной станции болтами 14; основание монтируется на бетонном фундаменте.

Прижимной механизм (рис. 2) имеет два кронштейна 1, соединённых связью 2 и укреплённых стопорными винтами на валу 3. В

открытые прямоугольные гнёзда кронштейнов закладывается ось прижимного ролика 4 и крепится при помощи зажимных болтов 5 клиновидной формы и гаек 6. Вал 3 монтирован в подшипниках 7, укрепленных к раме привода. Две пружины 8, помещённые в стаканах 9, опирается одним концом на связь 2, а другим концом на гайку-ползушка 10. Величина нажатия ролика 4 регулируется при помощи винта 11, при вращении перемещается гайка-ползушка 10 и сжимает пружину.

Внутренняя полость стакана 9 является направляющей для ползушки. Последняя снабжена двумя шпонками 12, которые скользят в пазах стакана 9 и, таким образом, удерживают ползушку от вращения.

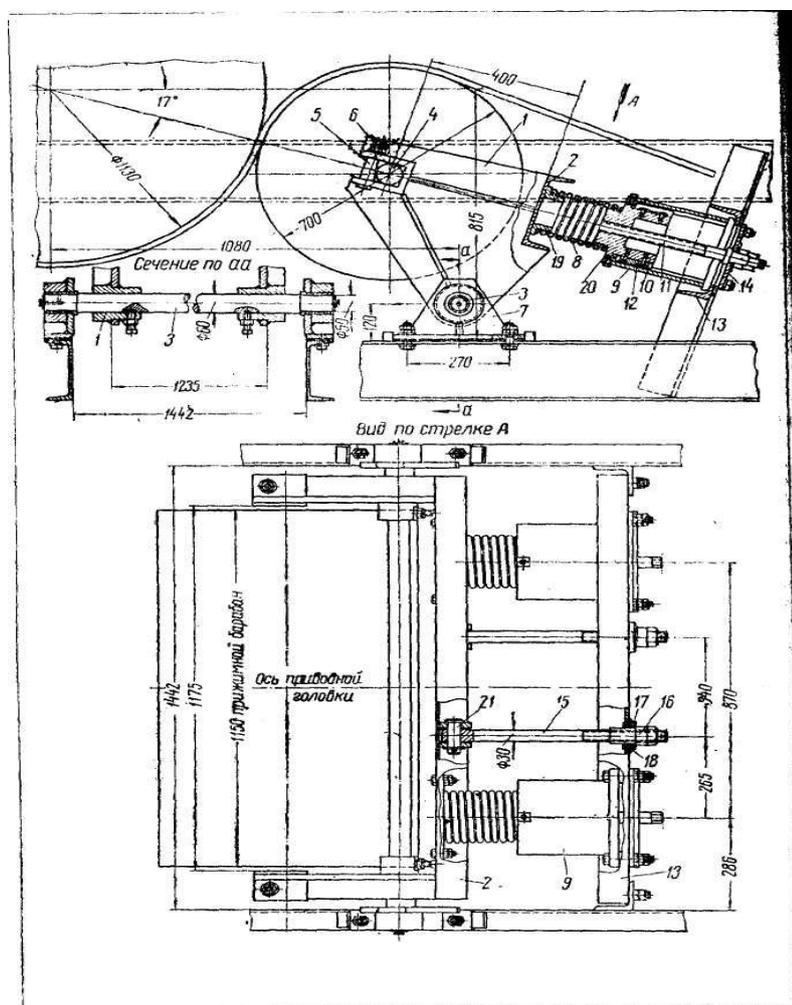


Рисунок 2 - Прижимной механизм

Стаканы 9 расположены внутри рамы и укреплены болтами к поперечной балке 13. Винт 11 опирается буртиком в крышку 14, которая соединена болтами с той же балкой 13. Оттягивание прижимного ролика от приводного барабана производится при помощи двух винтовых тяг 15; последние соединены пальцами 21 со связью 2 и с

помощью гаек 16, опирающихся через сферические шайбы 17 и втулки 18, с балкой 13. Таким приспособлением пользуются для облегчения протаскивания ленты по барабану при её навеске или стыковки. Кольца 19 служат для центрирования пружин и крепятся к балке 2 болтами, а съёмные сухари 20 являются ограничителями сжатия пружин.

В рассматриваемом приводе пружины и их направляющие стаканы расположены наклонно, по нормали к окружности и помещены внутри привода. Достоинством внутреннего расположения пружин является отсутствие промежуточных рычагов, которые в больших приводах получают громоздкими.

В конструкции прижимного механизма (рис. 2) принята комбинированная схема прижатия ролика к барабану, в которой часть усилия прижатия 20%, происходит за счет натяжения сбегавшей ветви ленты (так называемое самоприжатие ленты), а другая часть 80% за счет действия пружин прижимного механизма 8.

С применением в приводе конвейера прижимного ролика снижается на 20% натяжение ленты, что дает возможность применить ленту с меньшим числом прокладок $i=3$ вместо $i=5$ и снизить стоимость ленты [1].

Расчетами установлено необходимое усилие P , которое создается двумя пружинами 8 прижимного механизма, оно должно быть равным примерно 15000 Н, или 1500 кг.

Выполнен расчет пружины, который показывает, что запас хода пружины для создания рабочей нагрузки $P_{\min}=4500\text{Н}$ до наибольшей нагрузки $P_{\max}=7650\text{Н}$ составляет 93 мм. Это обеспечивает возможность пропускания под прижимным роликом металлических «замков» ленты и случайных предметов (угля, породы, известняка) и не приводит систему привода к появлению отказов.

Принимаем следующие конструктивные параметры:

| | |
|------------------------------------|--|
| Средний диаметр пружины | $D_{\text{ср}}=120\text{мм};$ |
| Диаметр проволоки | $d=16\text{ мм};$ |
| Число рабочих витков | $i=10,5;$ |
| Число витков полное | $i=12;$ |
| Шаг пружины | $t=4\text{ мм};$ |
| Материал пружины | сталь 60С-2; |
| Наименьшая нагрузка (установочная) | $P_{\min}=450\text{ кг}=4500\text{ Н}$ |

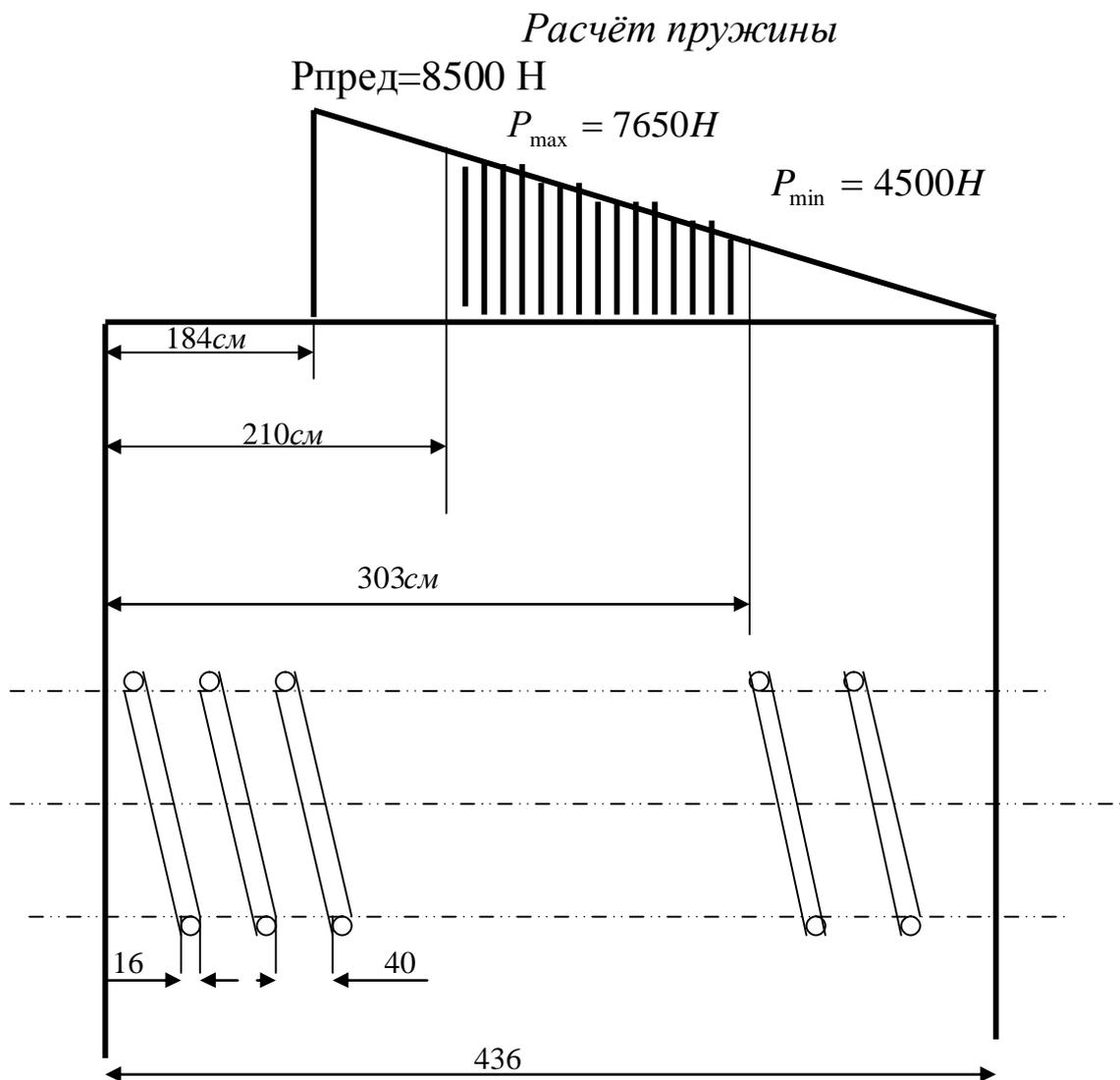


Рисунок 3 – Пружина прижимного механизма

Угол подъёма витковой линии

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi \times D_{cp}} = \frac{4}{3,14 \times 12} = 0,1062; \alpha = 6^{\circ}04';$$

$$\sin \alpha = 0,10568; \cos \alpha = 0,994;$$

Коэффициент κ , отражающий влияние кривизны витка, определяется по формуле:

$$\kappa = \frac{c + 0,5 + \sin^2 \alpha}{c - 0,75 + 1,51 \times \sin^2 \alpha} = \frac{7,5 + 0,5 + 0,10568^2}{7,5 - 0,75 + 1,51 \times 0,10568^2} = 1,18$$

здесь

$$c = \frac{D_{cp}}{d} = \frac{12}{1,6} = 7,5$$

Допустимая максимальная нагрузка на пружину

$$P_{\text{дон}} = \frac{\pi d^3}{8kD_{\text{ср}}} \times R_3 = \frac{3,14 \times 1,6^3}{8 \times 1,18 \times 12} \times 7500 = 852 \text{ кг} = 8520 \text{ Н}$$

где $R_3 = 7500 \text{ кг/см}^2$ - допустимое напряжение при кручении для стали 60С-2.

Осевое перемещение, приходящееся на один виток при нагрузке в 1 кг

$$\lambda' = \frac{8c^3}{Gd} = \frac{8 \times 7,5^3}{750000 \times 1,6} = 0,00282 \text{ см}$$

где $G = 750000 \text{ кг/см}^2$ - модуль упругости материала.

Осевое перемещение пружины при $P_{\text{min}}=450 \text{ кг}$.

$$\lambda_1 = \lambda' \times i \times P_{\text{min}} = 0,00282 \times 10,5 \times 450 = 13,3 \text{ см.}$$

Длина пружины при сжатии до соприкосновения витков

$$H_d = (i - 0,5) \times d = (12 - 0,5) \times 1,6 = 18,4 \text{ см.}$$

Длина не нагруженной пружины

$$H_0 = H_d + i(h - d) = 18,4 + 10,5(4 - 1,6) = 43,6 \text{ см.}$$

Осевое перемещение при сжатии до соприкосновения витков

$$\lambda_3 = H_0 - H_d = 43,6 - 18,4 = 25,2 \text{ см.}$$

Усилие, соответствующее сжатию пружины до соприкосновения витков

$$P_{\text{пред}} = \frac{\lambda_3}{\lambda_1} \times P_{\text{min}} = \frac{25,2}{13,3} \times 450 = 850 \text{ кг} = 8500 \text{ Н}$$

Принимаем наибольшую рабочую нагрузку

$$P_{\text{max}} = 0,9 \times P_{\text{пред}} = 0,9 \times 850 = 765 \text{ кг} = 7650 \text{ Н.}$$

Осевое перемещение при P_{max}

$$\lambda_2 = \lambda' \times i \times P_{\text{max}} = 0,00282 \times 10,5 \times 765 = 22,6 \text{ см.}$$

Длина пружины при сжатии силой P_{min}

$$H_1 = H_0 - \lambda_1 = 43,6 - 13,3 = 30,3 \text{ см.}$$

Длина пружины при сжатии силой P_{max}

$$H_2 = H_0 - \lambda_2 = 43,6 - 22,6 = 21 \text{ см.}$$

Расчёт показывает, что запас хода пружины от рабочей нагрузки $P_{\text{min}}=450 \text{ кг}$ до нагрузки $P_{\text{max}}=765 \text{ кг}$, составляет

$$H_1 - H_2 = 30,3 - 21 = 9,3 \text{ см.}$$

Этот ход пружины обеспечивает возможность пропускания под прижимным роликом, замком ленты и случайно попавших предметов, например, кусков известняка.

Установлено, что ленты при применение в приводе ленточного конвейера прижимного ролика увеличивает срок службы с **25 месяцев** (при применении традиционной конструкции привода) до **33,8 месяцев**.

Расчетный годовой экономический эффект от повышения срока службы конвейерной ленты составляет **22500 грн.** на одном конвейер.

Список источников

1. Барабанов В.Я., Урумов С.Т. Определение диаметров барабанов крутонаклонных ленточных конвейеров. - в кн.: Горнотранспортное оборудование карьеров. Киев, 1969. С. 130-133.
2. Бондарев В.С., Коваленко В.И. О создании крутонаклонных конвейеров для открытых горных разработок. - В кн.: Механизация открытой добычи полезных ископаемых. Вып.7. М. 1967, С. 47 - 52.
3. Ковалевский А.Р., Черненко З.Д. Исследование устойчивости сыпучего груза на рабочем полотне двухленточного крутонаклонного конвейера. - Физ.-техн. пробл. разработки полезных ископаемых, 1974, С.69-75.
4. Коваленко В.И. и др. Крутонаклонный конвейер. А.с. 268979(СССР).
5. Кост Г.Н., Артемова Т.Д. К вопросу повышения угла наклона ленточных конвейеров для угольных шахт.- В кн.: Транспорт горных предприятиях.
6. Лаповенко Н.А. Ленточные конвейеры на угольных разрезах. - М.: Углетехиздат, 1953. - 231 с.
7. Пертен Ю.А. Крутонаклонные конвейеры.-М: Недра, 1973.-45 с.
8. Подземный транспорт шахт и рудников. Справочник под ред. Г.Я.Пейсаховича, А.Е.Ремизова.- М.: Недра, 1985 .- 453 с.
9. Петерн Ю.А. Специальные ленточные конвейеры за рубежом.-М.: Недра, 1973 .- 345 с.

ГИДРОМЕХАНИЗИРОВАННАЯ ОЧИСТКА ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ВОДОСБОРНИКОВ

В.В. Гокун, студент, **В.И. Мизерный**, ст. пр.,
Донецкий национальный технический университет

Предложен гидромеханизированный способ очистки горизонтальных водосборников на примере шахты «Шахтерская-Глубокая» ГП «Шахтерскантрацит»

Проектом шахты «Шахтерская-Глубокая» предполагается иметь два водоотлива: главный водоотлив гор. 1294 и перекачной гор. 639м. Прогнозный приток по шахте составляет 177 м^3 /час. По проекту все водоотливы должны быть оснащены семью насосными установками, каждый типа ЦНС 500х800, из них в работе – 3, в резерве – 2, в ремонте – 2. Фактически: водоотлив главный гор. 1294 м. - имеет 2 насосные установки типа: ЦНСШ-300х720 и ЦНС-300х72; и водоотлив перекачивающий гор. 639м имеет также 2 насосные установки типа: ЦНСШ-300х650 и ЦНС 300х720. Водоотлив главного горизонта имеет два водосборника объемами 1060 м^3 и 1170 м^3 . Их очистка производится тяжелым ручным трудом.

Рациональным способом для очистки этих водосборников является гидроэлеватор. Этот способ очистки подземных водосборников включает взмучивание и забор шлама с помощью гидрорыхлителей, установленных на очистной установке. Подачу воды для взмучивания и забора образовавшейся пульпы производят из напорного водовода, затем осуществляют перемещение пульпы через шламоприемник и гидроэлеватор(эжектор), расположенные на агрегате, по трубопроводу до дренажной емкости возможно с последующим возвратом воды, отстоявшейся от твердых включений, в водосборник.

Сущность метода поясняется чертежом, где на рис. 1 изображено поперечное сечение водосборника с агрегатом по взмучиванию и забору шлама, на рис. 2 - вид сверху водосборника с агрегатом и дренажных емкостей (например, шахтных вагонеток), на рис. 3 показано поперечное сечение водосборника с агрегатом, водоводом, пульпопроводом по мере продвижения и очистки водосборника.

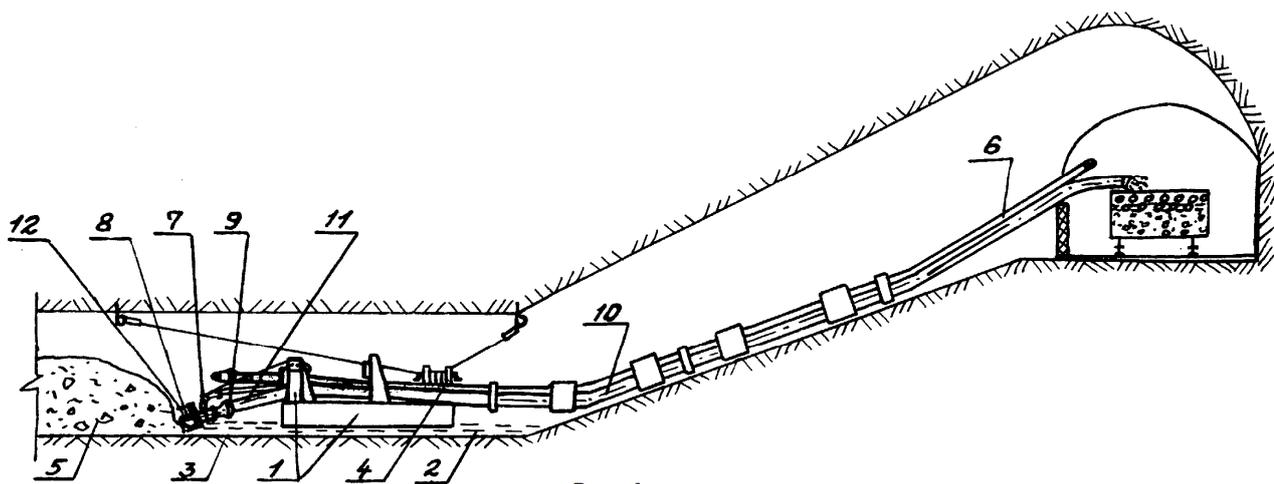


Рис. 1

Рисунок 1 – Поперечное сечение водосборника и очистной установки

Способ осуществления следующим образом. В водосборнике (на поверхности воды) устанавливают очистную установку 1 с возможностью передвижения по воде 2 и по почве выработки 3 посредством установленных на нем ручных лебедок 4. Для осуществления работ по взмучиванию и забору шлама 5 из шахтного напорного водовода 6 вода подается в гидроэлеватор 7. За счет создаваемого разрежения шлам 5 попадает в шламоприемник 8, где смешивается с водой в камере смешивания 9 и образовавшаяся пульпа отводится по трубопроводу 10 до дренажной емкости (например, вагонетки, горной выработки с установленными перемычками для дренажа и т.п.). Для увеличения производительности на поворотной раме 11 агрегата землесосного рудничного установлены гидрорыхлители 12. Поворотная рама 11 выполнена с возможностью движения в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

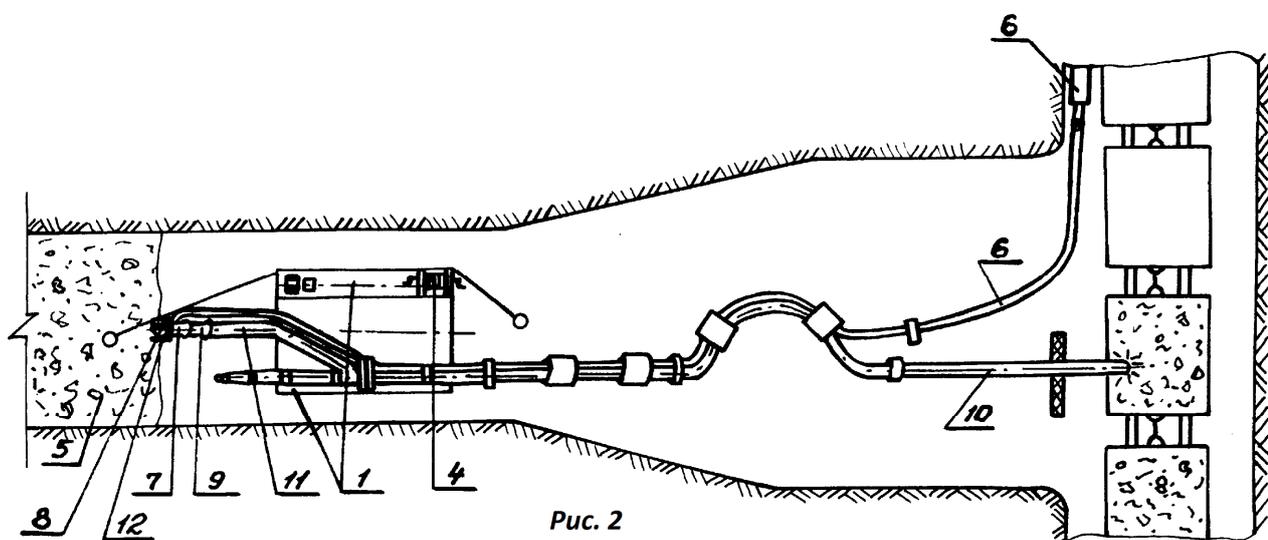


Рис. 2

Рисунок 2 - Вид сверху водосборника

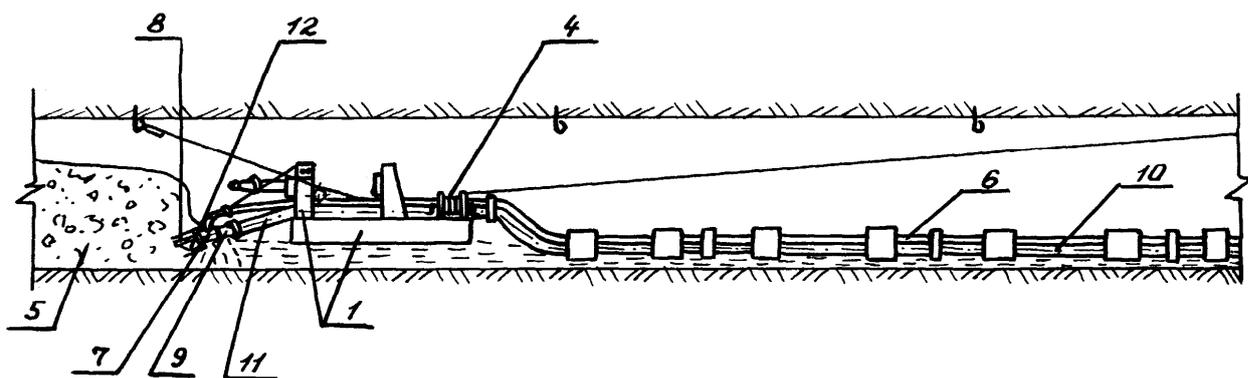


Рис. 3

Рисунок 3 - Поперечное сечение водосборника с устройством для очистки водосборника, водоводом, пульпопроводом по мере продвижения и очистки водосборника

Список источников

1. Гейер В.Г. Методические рекомендации по применению средств механизации очистки шахтных водосборных емкостей / В.Г. Гейер, Я.К. Антонов, А.Г. Боруменский, В.Б. Малеев, С.С. Малыгин и др. – ЦБНТИ Минуглепром Украинской ССР, 1983, - 49 с.
2. Специальные средства водоотлива и гидромеханизированной очистки шахтных водосборных емкостей / В.В. Малеев, Е.И. Данилов, В.М. Яковлев. – Донецк ДПИ, 1986. - 36 с.
3. Документация шахты «Шахтерская-Глубокая» ГП «Шахтерскантрацит»
4. Цинкер Л.М.; Филиппов П.А.; Дорогунцов В.В.; Рубежов Б.З.; Гайдин А.П. Восточный научно-исследовательский горнорудный институт <http://ru-patent.info/21/30-34/2131959.html>
5. Попов В. М. Рудничные водоотливные установки. – 2-е изд., перераб. и доп.- М., Недра, 1983, 304 с.
6. Фридман Б.Э. Гидроэлеваторы. – М.; Машгиз, 1960. – 321 с.
7. Антонов Э.И., Желебенко М.Г., Пак В.В. Усовершенствование шахтных водосборников / Шахтное строительство. – 1986.
8. Сосновский П. Шахтные водоотстойники. М: Госгортехиздат, 1975. - 172 с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ТИПА КДК500

К.В. Гончаренко, студ.,

В.А. Тарасенко, канд. техн. наук, доц.

Донецкий национальный технический университет

Повышение производительности и снижение удельных энергозатрат при добыче полезного ископаемого являются основными задачами ведения выемочных работ на горном предприятии. Необходимым условием рентабельности предприятия является повышение объемов добычи угля и снижение его себестоимости.

Усложняющиеся горно-эксплуатационные условия залегания полезного ископаемого требуют разработки все более современных горных машин. Этого можно достичь, улучшая технико-экономические показатели использования машин за счет обоснованного выбора их параметров. Применение рациональных параметров машин позволяет существенно повысить их производительность без существенных конструкторских доработок.

В связи с этим актуальным и необходимым есть выбор рациональных режимных параметров используемых очистных машин с целью повышения эффективности их эксплуатации, что в результате приводит к повышению производительности всего комплекса оборудования. Совершенствование конструктивных недостатков комбайнов, выявленных в процессе их эксплуатации, ведет к повышению надежности очистных машин и снижению времени их простоев.

Также стоит вопрос снижения нагрузок силовых подсистем на основе оптимизации динамических свойств комбайнов при разрушении угольных пластов сложной структуры и неравномерности перемещения их вдоль забоя.

Таким образом, обоснование параметров очистного комбайна является актуальной научной задачей и областью рассмотрения широкого спектра вопросов.

Для выбора и обоснования параметров комбайна необходимо проведение исследований динамических процессов блока привода исполнительного органа с использованием математической модели функционирования привода исполнительного органа (ИО) машины.

Расчетная динамическая схема привода ИО комбайна КДК500 представлена на рис. 1.

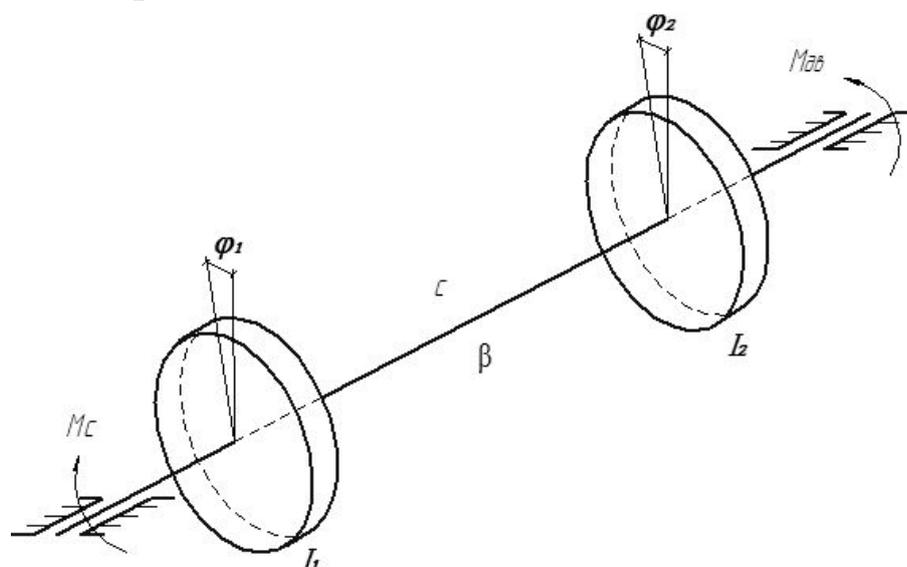


Рисунок 1 – Эквивалентная расчетная схема привода ИО комбайна КДК500

На основании расчетной схемы составлена система нелинейных дифференциальных уравнений движения. В качестве обобщенных координат приняты углы поворота φ_1 и φ_2 , соответствующие массам с моментами инерции I_1 и I_2 , а также электромагнитный момент двигателя $M_{об}$. Все параметры расчётной динамической схемы приведены к валу асинхронного электродвигателя.

На представленной расчетной двухмассовой схеме I_1 – исполнительного органа, I_2 – момент инерции ротора электродвигателя, c – коэффициент жесткости β – коэффициент сопротивления привода.

При решении поставленной задачи - разработки математической модели привода исполнительного органа комбайна типа КДК500, были приняты следующие допущения: все элементы динамической схемы сводятся к системе с сосредоточенными дискретными массами ротора электродвигателя с присоединенными массами редуктора и исполнительного органа с присоединенными массами выходного вала; упругие и диссипативные свойства привода приняты линейными и характеризуются коэффициентом жесткости c и коэффициентом сопротивления β .

При составлении дифференциальных уравнений движения системы были использованы уравнения Лагранжа II рода, в результате чего получена следующая система нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c(\varphi_1 - \varphi_2) = M_c; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\text{дв}}; \end{cases}$$

$$M_{\text{дв}} = \begin{cases} \frac{2M_{\text{кр}}(1+E)}{\frac{S}{S_{\text{кр}}} + \frac{S_{\text{кр}}}{S} + 2E} \text{ при } 0 \leq S \leq S_{\text{кр}}; \\ \frac{(S - S_{\text{кр}})(M_{\text{кр}} - M_{\text{нус}})}{S_{\text{кр}} - 1} + M_{\text{нус}} \text{ при } S_{\text{кр}} < S \leq 1. \end{cases}$$

Статическая характеристика электродвигателя на устойчивой ее части описывается формулой Клосса, а на неустойчивой части принята аппроксимация в виде отрезка прямой.

В системе дифференциальных уравнений:

$$S = 1 - \frac{\dot{\varphi}_1}{\omega_0} - \text{скольжение электродвигателя};$$

ω_0 – угловая скорость идеального холостого хода двигателя;

$M_{\text{кр}}, S_{\text{кр}}$ – критические момент и скольжение двигателя;

$E = S_{\text{кр}}k$ – коэффициент статической характеристики;

k – безразмерный коэффициент статической характеристики.

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет исследовать динамические процессы в приводе исполнительного органа в различных режимах работы, проводить оптимизационные вычислительные эксперименты и получать исходные данные для выполнения прочностных расчётов трансмиссии.

Список источников

1. Кондрахин В.П., Тарасенко В.А. Комплексная имитационная модель функционирования одновалковой гирационной дробилки // Сб. научн. трудов Национальной горной академии Украины. – Днепропетровск: НГА Украины, – 1998. – № 3, том 6. – С. 67-71..
2. Кондрахин В.П., Тарасенко В.А. Моделирование на ЭВМ кинематических составляющих нагрузок в приводе одновалковой шахтной дробилки // Известия Донецкого горного института. ДГИ. - Донецк: ДонГТУ, 1996.
3. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Т.1.- Л: Судостроение, 1969.-206с.
4. Докукин А.В. Оптимизация привода выемочных и проходческих машин. – М.: Недра, 1983. – 264 с.

АНАЛИЗ СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ ОЧИСТНОГО ЗАБОЯ В УСЛОВИЯХ ШАХТЫ «ИМ. А. Ф. ЗАСЯДЬКО»

М.Е. Гончаренко, инженер,

В.А. Тарасенко, канд. техн. наук, доц.

Донецкий национальный технический университет

Современная шахта – это сложный производственный комплекс, важнейшей частью которого является добыча полезного ископаемого. Одним из важнейших направлений в области подземной добычи угля является дальнейшая механизация очистных работ, которая состоит в создании новых и совершенствования имеющихся средств механизации. Вместе с этим постоянное совершенствование конструктивных недостатков комбайнов, выявленных в процессе их эксплуатации, ведет к повышению надежности очистных машин и снижению времени их простоев.

Процесс нагрузки горного комбайна носит случайный характер и зависит от сил сопротивления разрушению и транспортированию угля. Параметры прочности узлов и деталей редукторов также не являются постоянными и зависят от разных факторов: колебания размеров, химического состава материала и условий его получения, химико-термической обработки, качества сборки. Таким образом, актуальным и важным является выбор рациональных параметров используемых очистных машин с целью повышения эффективности их эксплуатации и, как следствие, повышение производительности всего комплекса оборудования.

При выборе рациональных средств механизации для горно-геологических условий разрабатываемого пласта l_1 ПАО шахты “им. А.Ф. Засядько” ГП “Донецкуголь” был выполнен анализ оптимальных режимов работы шести комбайнов 1ГШ68, 2ГШ68Б, РКУ10, РКУ13, КДК400 и КДК500, применимых на данном пласте.

Характеристика пласта l_1 и горно-геологические условия его залегания приведены в табл. 1.

Выбор рационального режима работы для каждого из шести комбайнов осуществлялся расчетным путем и с использованием графо-аналитического метода - построения номограмм режимов работы комбайнов. Основными параметрами, при помощи которых оценивалась эффективность использования каждого из комбайнов были эксплуатационная производительность Q , и удельные энергозатраты W_y .

Таблица 1 – Характеристики пласта l_1 ПАО шахты «им. А.Ф. Засядько»

| Показатель | Значение |
|--|----------|
| Геологическое обозначение пласта | l_1 |
| Границы мощности вынимаемого пласта, м: | |
| – минимальная: | 1.6 |
| – максимальная: | 2.3 |
| – расчетная: | 1.95 |
| Угол падения, град | 15 |
| Марка угля | Г |
| Сопrotивляемость пласта резанию, кН/м | 175 |
| Показатель способности угля к измельчению, $m_{и}$ | 0.56 |
| Показатель степени хрупкости пласта при резании, E | 3.16 |
| Плотность угля, t/m^3 | 1.69 |
| Длина очистного забоя, L , м | 250 |

Для всех шести комбайнов были рассмотрены возможные режимы работы, рассчитаны часовая $Q_э$ и сменная $Q_{см}$ производительность, удельные энергозатраты W_y , мощность на валу электродвигателя $P_{онт}$ в оптимальном режиме работы со скоростью подачи $V_{онт}$.

Результаты расчетов технико-экономических показателей шести типов комбайнов приведены в табл. 2.

Таблица 2 - Техничко-экономические показатели конкурирующих вариантов средств механизации очистного забоя

| Показатель | Размерность | Очистные комбайны | | | | | |
|------------|-------------|-------------------|--------|-------|-------|--------|--------|
| | | 1ГШ68 | 2ГШ68Б | РКУ10 | РКУ13 | КДК400 | КДК500 |
| $V_{онт}$ | м/мин | 4.4 | 6 | 5 | 5 | 5.2 | 6.7 |
| $P_{онт}$ | кВт | 151 | 168 | 150 | 153 | 204 | 161 |
| $Q_э$ | т/ч | 270 | 268 | 288 | 282 | 382 | 321 |
| $Q_{см}$ | т/см | 1552 | 1541 | 1658 | 1621 | 2196 | 1846 |
| W_y | кВт·ч/т | 0.269 | 0.260 | 0.236 | 0.246 | 0.245 | 0.194 |

На рис. 1 приведена номограмма выбора режима работы комбайна КДК400, наиболее целесообразного для условий шахты.

На номограмме приведены следующие зависимости:

– зависимость мощности P (кВт), затрачиваемой электродвигателем комбайна от скорости его подачи – линейная характеристика.

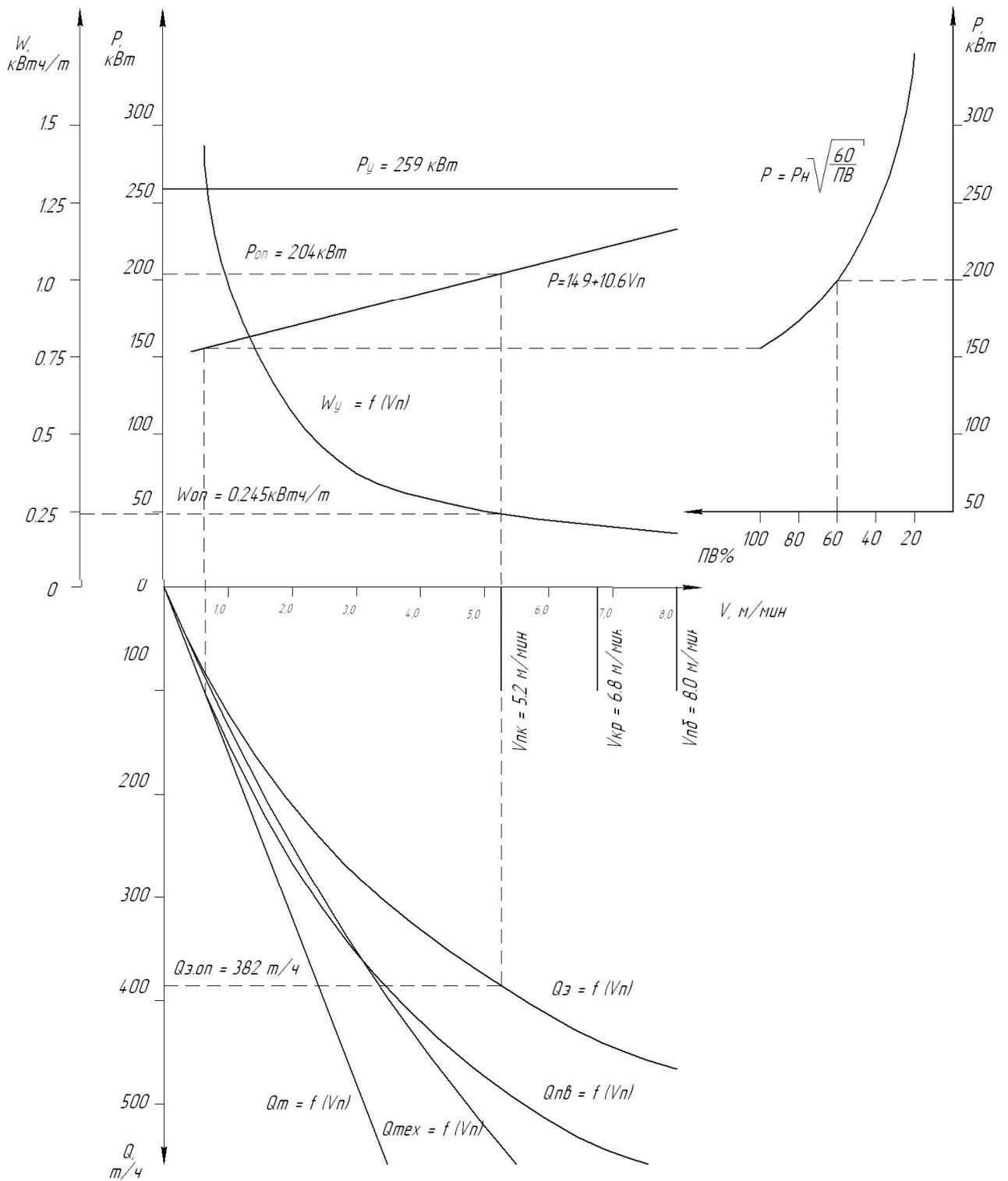


Рисунок 1 – Номограмма режима работы очистного комбайна КДК400

Мощность двигателя комбайна затрачивается на разрушения угля резцами, погрузку угля на конвейер и перемещение самой машины (при встроенном механизме перемещения).

- зависимость удельных энергозатрат W_y от скорости подачи комбайна, кВтч/т;
- устойчивая мощность электродвигателя, P_y , кВт;
- теоретическая производительность Q_m , т/ч;
- техническая производительность Q_{tex} , т/ч;
- эксплуатационная производительность $Q_э$, т/ч;
- производительность, ограничиваемая продолжительностью включения двигателя $Q_{ПВ}$, т/ч;
- мощность электродвигателя $P = f(ПВ)$, как функция продолжительности включения $ПВ$ – тепловая характеристика электродвигателя.

Как показал анализ возможных вариантов механизации лавы, наиболее удачным по сравниваемым технико-экономическим показателям является очистной комбайн КДК400, который обеспечивает наибольшую производительность при минимальных удельных энергозатратах. Таким образом, для использования на ПАО шахта “им. А.Ф. Засядько” ГП “Донецкуголь” рекомендуется комбайн КДК400.

Список источников

1. Обладнання очисних вибоїв вугільних шахт / Укл. В.П. Кондрахін В.П., М.І. Стадник, Г.В. Петрушкін, М.М. Лисенко – Донецьк: ДонНТУ, 2008. – 90с.
2. Гірничі машини для підземного видобування вугілля: Навч. посіб. для вузів / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкін, М.М. Лисенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев; Під заг. ред. П.А. Горбатова. – 2-ге вид. Перероб. і доп. – Донецьк: Норд Комп'ютер, 2006 – 669с.: іл.
3. Методичні вказівки до виконання курсового проекту по курсу "Гірничі машини і комплекси для видобування та збагачення корисних копалин" / Укладач: В.Г. Потапов, - Донецьк: ДонНТУ, 2011. - 59.с.

НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ СИСТЕМ ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗИРОВАННЫХ КРЕПЕЙ

В.Г. Гуляев, д-р техн. наук, проф.,
Н.В. Гутаревич, магистант,
Донецкий национальный технический университет

Рассмотрены направления совершенствования энергонасыщенных высоконапорных насосных установок для систем гидропривода механизированных крепей. Предложены методы повышения их технического уровня на стадии проектирования

Ключевые слова: гидрофицированная механизированная крепь, система гидропривода, высоконапорные насосные агрегаты, виброакустические характеристики, способы снижения вибрации и шума, безопасность, надежность

Четко выраженная тенденция усложнения горно-геологических условий применения очистных угледобывающих комплексов обусловила значительное повышение требований к рабочим параметрам и эксплуатационным характеристикам механизированной крепи и ее гидроэнергетической установки (ГЭУ). Это, в первую очередь, относится к показателям безопасности и надежности гидрофицированной механизированной крепи и ее ГЭУ. Энерговооруженность современных отечественных и зарубежных ГЭУ возросла до 300 кВт и выше, а рабочие значения давления до 40-50 МПа, подачи рабочей жидкости до 300-400 л/мин. Это обстоятельство объясняет и повышение виброакустических параметров ГЭУ, так для ГЭУ СНД 300/40 техническими условиями установлен уровень звука 110дБА, что превышает санитарную норму шума 80дБА.

Важным требованием к ГЭУ для механизированных крепей является ее готовность в каждый момент времени обеспечивать выполнение любой операции технологического цикла работы комплекса. Режимы работы ГЭУ в лавах с высокой нагрузкой довольно напряженные: в течение суток высоконапорные насосные агрегаты (ВНА) включены 22-24 часа, от 50% до 70% этого времени они работают в режиме номинальной нагрузки, то есть обеспечивают в гидросистеме крепи номинальные значения давления и расхода рабочей жидкости.

Как показывает опыт эксплуатации современных ГЭУ с ВНА традиционной структуры, их функционирование сопровождается гене-

рированием высоких уровней вибрации и шума, превышающих допустимые санитарные нормы (80 дБА). При этом значительно снижается безопасность эксплуатации ВНА и его надежность, оказывается отрицательное воздействие на человека-оператора, снижаются его функциональные возможности и создаются предпосылки для ошибочных действий, аварийности и травматизма [1, 2].

Поэтому достижение безопасных виброакустических характеристик ВНА является актуальной, сложной и наукоемкой задачей. Ее решение позволит не только повысить безопасность и надежность эксплуатации ВНА, но и всего оборудования очистного механизированного комплекса, а также – обеспечит здоровые условия труда обслуживающего персонала.

Характерными направлениями повышения технического уровня современных ГЭУ и ВНА являются совершенствования их структуры, параметров и конструкций на основе высокотехнологичных инженерных решений и новых подходов. Так, например:

- изменена структура ВНА: от одного двигателя приводятся три насоса: силовой пятиплунжерный, шестеренный для принудительной смазки агрегата и подпиточный центробежный [3, 4, 5];

- применение в составе ВНА 5-ти плунжерных насосов с рядным расположением цилиндров с клапанным распределением рабочей жидкости и электромеханического привода с одноступенчатой зубчатой передачей на коленчатый вал и кривошипно-шатунные механизмы (КШМ) [6, 7];

- многовариантность исполнений 5-ти плунжерных силовых насосов фирмы RMI (Великобритания) и трех-пятиплунжерных насосов фирмы «Hauhinko» (Германия), путем варьирования значениями передаточного числа зубчатой передачи, диаметра и соотношением «давление-подача», при неизменных конструктивных параметрах «количество и ход поршней», что позволяет получать различные значения подач и давления нагнетания на одном агрегате [6, 7, 8];

- отказ от дискретного способа регулирования подачи рабочей жидкости (РЖ) в гидросистему механизированных крепей в пользу плавного управления подачей и давлением от насоса, что обеспечивает энергосберегающие режимы работы при плавном регулировании подачи в диапазоне от 30% до 100% [7];

- применение интеллектуальных систем управления, позволяющих автоматически адаптировать режим работы ВНА к оперативным условиям функционирования оборудования очистного комплекса [8];

- применение отдельных модулей для приготовления и фильтрации РЖ, контроля ее качества и температуры [9];
- оснащение ВНА встроенной системой фильтрации РЖ замкнутых гидросистем [9];
- разработка и применение фильтрационных установок в напорной магистрали с автоматической промывкой, обеспечивающих тонкость фильтрации до 20 мкм и повышение надежности управляющей гидроаппаратуры не менее, чем в 2 раза [10].

Приведенные выше подходы применяются в современных ВНА на базе насосов: типа RMI (Великобритания), типа ЕНР фирмы «Nauhinko» (Германия), типа СНД ГП «Донгипроуглемаш» (Украина), типа R130,R180,R250 фирмы «HIDROWATT» (Швейцария).

Насосные установки фирмы «HIDROWATT» (Швейцария) комплектуются высокоскоростными радиально-поршневыми насосами типа R130,R180,R250 с эксцентриковым прямым приводом от электродвигателей с частотой вращения $n_c=1500$ об/мин. Герметично-уплотненные цилиндро-поршневые блоки с гидродинамической, регенерирующейся, тонкослойной смазкой обеспечивают высокую скорость движения поршней, отсутствие утечек и высокий КПД [1, 8].



Рис. 1. Насосный агрегат типа R130

В состав ГЭУ швейцарской фирмы «HIDROWATT» входят 4 модуля, связанные гидравлически и электрически [11]:

- 1) модуль, укомплектованный насосным агрегатом с блоком управления и гидроаккумуляторами, рис.1;
- 2) модуль с подпиточным насосом, фильтрами и вспомогательными агрегатами обеспечивает оптимальное управление в системе подпитки высоконапорных насосов и очистку эмульсии;
- 3) модуль с емкостью для эмульсии НФА с многоуровневой успокоительной камерой и устройствами для контроля и регулирования температуры;

4) модуль с емкостью для концентрата НФА со встроенной смесительной установкой для приготовления свежей эмульсии; здесь же размещен контроллер SPS управления насосной установкой. Модульный программируемый контроллер с цветным трансфлективным дисплеем, клавиатурой и сенсорной панелью обеспечивает по выбору автоматические или ручные режимы управления.

ГЭУ типа СНД300/40-05 и СНД400/32-05 снабжены системой высоконапорной фильтрации повышенной грязеемкости и надежности и аппаратурой управления, контроля и диагностики АУСН. Аппаратура АУСН обеспечивает управление режимами работы, защиту от перегрева электродвигателей и масла в картерах агрегатов, блокировку станции при снижении давления подпитки ниже 0,3 МПа, при снижении уровня эмульсии в баке и при обрыве линии дистанционного управления[3].

Как следует из руководства по эксплуатации [11], виброакустические характеристики ВНА «НIDROWAT» и других зарубежных фирм, а также насосных станций СНД не полностью отвечают современным требованиям. По данным ИТЦ «Горные машины», в первой половине 2011 г. зарегистрировано более 20 случаев выхода из строя современных НС после наработки в течение 3-6 месяцев. Основной причиной этого являются высокие уровни вибрации и шума, генерируемые ВНА НС [1, 2].

Так, при работе ВНА типа СНД150/40 в номинальном режиме (подача $Q = 150$ л/мин, давление $P = 40$ МПа), амплитудный и частотный спектры вибраций дополняются резонансными крутильными колебаниями, вследствие гидродинамического (силового) воздействия на привод силового воздействия $M_{сн}(t)$ от полезной технологической нагрузки и кинематических возмущений от инерционной нагрузки в КШМ.

Результаты исследований [4] динамических свойств и вибрационных процессов 5-ти плунжерных ВНА СНД150/40 качественно совпадают с аналогичными характеристиками 3-х плунжерных ВНА, комплектуемых асинхронными двигателями мощностью 55 кВт с частотой вращения $n_c = 1500$ об/мин. Следовательно, в приводе современных ВНА типа СНД150/40 могут формироваться опасные резонансные крутильные колебания, которые являются причинами высоких уровней вибрации и шума, снижающих эксплуатационную надежность агрегата и его приводного двигателя, и оказывающих отри-

пательное воздействие на обслуживающий персонал, повышающих опасность травматизма.

Кинематические и динамические характеристики КШМ в приводе ВНА также оказывают существенное влияние на уровень неуравновешенных вибрационных нагрузок и их частотный спектр. С повышением скоростей и ускорений движения вращающихся и возвратно-поступательно перемещающихся масс кривошипно-шатунных механизмов (КШМ) возрастают уровни крутильных и линейных вибраций. Поэтому в приводе силовых насосов целесообразно применять относительно тихоходные КШМ (в насосах «Hammelman», например, средние скорости поршней составляют (0,63 – 1,39) м/с [12]. Увеличение параметра $\lambda = r/l$ (отношение длины кривошипа r к длине шатуна l) обуславливает необходимость учета большего числа вибрационных гармоник при расчетах динамических нагрузок ВНА.

Проведенные испытания НС типа СНД300/40 на испытательной площадке машиностроительного завода, подтвердили высокие уровни шума, табл. 1.

Таблица 1. Результаты определения шумовой характеристики СНД300/40

| Параметр | Значение параметров дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц | | | | | | | | | Уровни звука, дБА |
|--|--|----|-----|-----|-----|------|------|------|------|-------------------|
| | 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 | |
| Средние уровни с учетом шумового фона и постоянной помещения | 70 | 77 | 75 | 78 | 84 | 88 | 86 | 76 | 67 | 91 |
| Допустимые уровни шума, согласно ГОСТ 12.1.003 | 107 | 95 | 87 | 82 | 78 | 75 | 73 | 71 | 69 | 80 |
| Превышение допустимых уровней шума | — | — | — | — | 6 | 13 | 13 | 5 | — | 11 |

Из табл. 1 следует, что современная НС типа СНД300/40 работает при высоких уровнях шума, следовательно, и уровни вибрации их ВНА так же повышенные.

Выводы и направление дальнейших исследований.

1. Опыт эксплуатации показал, что показатели надежности и безопасности современных ГЭУ не соответствуют требованиям нормативно-технической документации. Это обстоятельство определяет актуальность научно-технических задач, направленных на системные исследования динамических свойств современных ВНА и установление закономерностей формирования ими виброакустических процес-

сов, с целью обоснования эффективных способов и средств снижения вибрации и шума до безопасных уровней и обеспечения тем самым надежности эксплуатации ГЭУ в целом.

2. Для создания безопасных и надежных ВНА для систем гидропривода механизированных крепей очистных комплексов необходимо на стадии проектирования проводить исследования насосных агрегатов и их рабочих процессов с целью оптимизации динамических свойств агрегата, параметров привода и способа управления.

3. Снижение вибрации и шума должно быть достигнуто за счет повышения качества проектирования и технологии изготовления ВНА и ГЭУ в целом, путем исключения резонансных явлений и обеспечения запасов прочности деталей ГЭУ и всей гидросистемы очистного механизированного комплекса на основе принципов оптимального проектирования.

4. Для повышения технического уровня современных насосных установок целесообразно также использовать зарубежный опыт разработки ГЭУ на основе применения высокотехнологичного оборудования и интеллектуальных систем управления и диагностики.

Список литературы

1. Гуляев В.Г. Виброакустические процессы и надежность гидроэнергетических установок очистных комплексов: [Монография] / В.Г. Гуляев, К.В. Гуляев, С.А. Китаева; под общ. ред. В.Г. Гуляева. – Донецк: Технопарк «УНИТЕХ», 2012. – 224 с.
2. Китаева С.А. Обоснование способов и средств достижения безопасных уровней виброакустических характеристик гидроэнергетических установок очистных механизированных комплексов [Текст]: автореф. дис. ...канд. техн. наук: 25.01.2013 / Китаева Светлана Анатольевна, МакНИИ. – Макеевка, 2013. – 20 с.
3. Косарев В.В. Насосные станции ГП «Донгипроуглемаш» нового поколения как источник гидравлической энергии в составе гидропривода механизированных крепей / В.В. Косарев, Н.И. Стадник, Ю.И. Варшавский и др. // Сб. научн. трудов ГП «Донгипроуглемаш». – 2008. – С. 484-492.
4. Гуляев В.Г. Тенденции и проблемы создания современных насосных станций для угледобывающих комплексов / В.Г. Гуляев, И.А. Квитковский, Н.В. Гугаревич, С.А. Китаева // Наукові праці ДонНТУ. Серія: «Гірничо-електромеханічна» - 2013. – Вип. 1(25). – С. 57-71.
5. Гуляев В.Г. Способы повышения надежности насосных агрегатов для систем гидропривода механизированных крепей / В.Г. Гуляев, И.А. Квитковский, С.А. Китаева // Вісті. Зб. Наук. праць Донецького гірничого інститута, 2013 (в печати).
6. J.A. SHAW RMI Pressure Systems Ltd Mining Products Division. QuinmaxS500 – (Горношахтная насосная система) // RMI Pressure Systems www.rmipsl.com – 4s
7. Замланд У., Дайк А., Кузнецов С.А. Преимущества использования рядных поршневых насосов с применением электродвигателей с частотным преобразователем // Глюкауф, май 2011, №1(2). – С.78
8. Системы высокого давления компания RMI – гарантия эффективности и безаварийной работы лавного комплекса. ООО «ТОР «Инжиниринг» // «Уголь», декабрь 2010 – С. 34-35.

9. Косарев В.В., Стадник Н.И., Варшавский Ю.И. и др. Современные фильтры ГП «Донгипроуглемаш» для защиты гидравлических систем горных машин от загрязнений // Сб. научн. трудов ГП «Донгипроуглемаш» - Донецк: Астро, 2008 – С. 508-537.
10. М. Райтер, Ю. Векслер Влияние качества гидравлической жидкости на работу автоматизированной системы управления // «Уголь», № 1, 2008.
11. Руководство по эксплуатации и технике безопасности радиально-поршневого насоса R180S HIDROWATT AG, Швейцария, 2011. – 50 с.
12. Высоконапорное снабжение лавы для горношахтной промышленности //ДАТ Бергбаутехник. – 2011.- 11с.

УСТАНОВЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА В ПОДСИСТЕМЕ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА УКД400

В.Г. Гуляев, д-р техн. наук, проф.,

Е.И. Кулинич, специалист

Донецкий национальный технический университет

Разработана математическая модель подсистемы привода исполнительного органа с виброзащитным устройством, определена её амплитудно-частотная характеристика. Установлена область эффективного функционирования виброзащитного устройства в приводе исполнительного органа комбайна УКД400.

Проблема и её связь с научными и практическими задачами.

Реализация значительных крутящих моментов привода современных очистных машин при ограниченных возможностях увеличения их габаритов приводит, как известно, к высокой динамической нагруженности всех узлов и, в первую очередь, тяжелонагруженных подсистем приводов исполнительных органов (ПИО). Высокие динамические нагрузки, формирующиеся в данных подсистемах, приводят к отказам и снижению долговечности трансмиссий, которые в настоящее время не всегда отвечают современным требованиям. Поэтому одной из задач дальнейшего совершенствования комбайнов нового поколения является значительное повышение надежности и долговечности ПИО на основе оптимизации их динамических свойств.

Решение задачи оптимизации динамических свойств ПИО позволит в значительной мере снизить дисперсию колебательных составляющих, формирующихся в рассматриваемых системах при взаимодействии комбайна с забоем.

Снижение дисперсии низкочастотных колебательных составляющих позволяет, как известно, в первую очередь повысить устойчивый момент электропривода и, следовательно, создать реальные предпосылки для повышения минутной производительности комбайнов.

Снижение дисперсии высокочастотных колебательных составляющих, как известно, позволит повысить надежность деталей и узлов системы приводов, снизить затраты на ремонт машин, сократить

время простоев и в конечном итоге повысить производительность горных комбайнов [1,2].

Постановка задачи. Целью работы является исследование амплитудно-частотной характеристики ПИО с ВЗУ и определение рациональных параметров виброзащитного устройства в подсистеме привода исполнительного органа очистного комбайна УКД400.

Изложение материала и результаты.

Для подсистем привода очистных комбайнов прежних поколений разработан ряд виброзащитных устройств (ВЗУ), в т.ч. устройств стержневого типа конструкции ДонНТУ и ЗАО «Горловский машиностроитель», рис.1. [2,3]

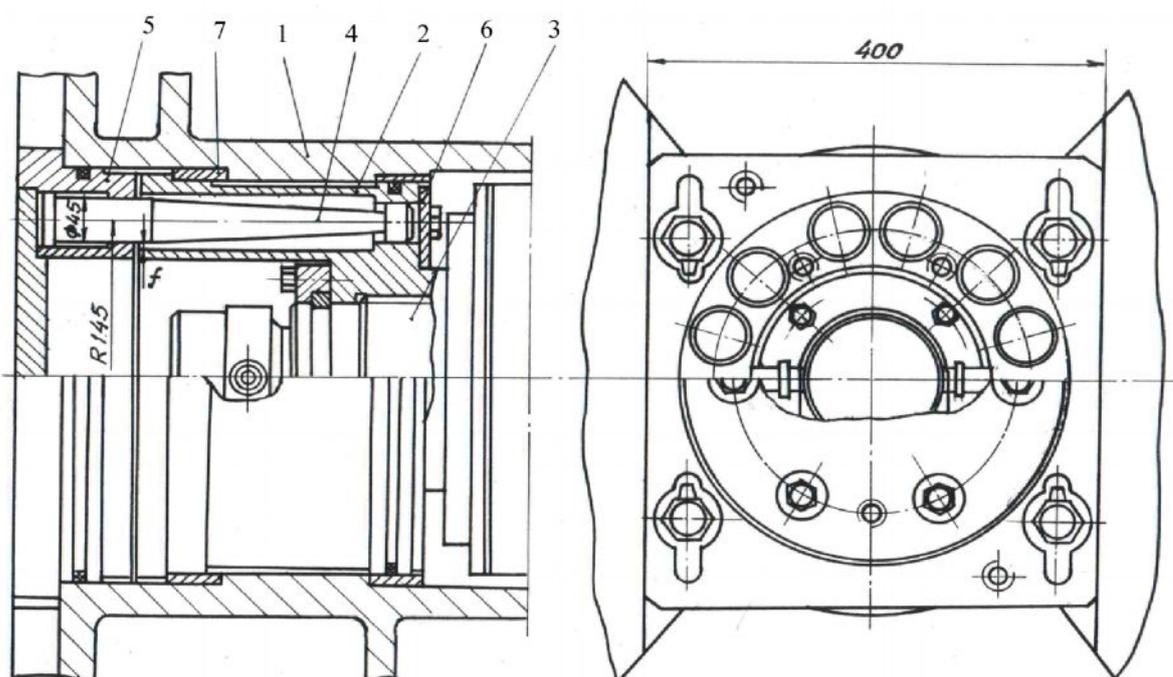


Рисунок 1 – Конструктивная схема ВЗУ стержневого типа

Одним из главных достоинств этого ВЗУ является эффективная корректировка динамических свойств рассматриваемой подсистемы, обеспечивающая снижение динамических нагрузок. Одновременно такое техническое решение обладает максимальной простотой конструкции.

Конструктивная разработка ВЗУ для очистного комбайна УКД400 должна сопровождаться необходимыми исследованиями, направленными на установление рациональных параметров устройства.

В данной работе в качестве прототипа использованы двухлопастные исполнительные органы типа ШВУ-10 с номинальным диа-

метром $D_{и}=1,0$ м. и шириной захвата $B_3=0,63$ м, оснащенные радиальными резами 1Р0.80.

Рассмотрим влияние ВЗУ с линейной упруго-диссипативной характеристикой на формирование динамических нагрузок в ПИО при следующих допущениях :

1) работа ВЗУ осуществляется в пределах линейной области его характеристики (без запирания);

2) массами составных частей ВЗУ, ввиду их малости по сравнению с массой исполнительного органа, можно пренебречь;

3) диссипативные свойства слободемфированной трансмиссии не учитываются;

4) момент двигателя и угловая скорость приводного вала считаются постоянными;

5) в установившихся режимах работы комбайна момент сил сопротивления на исполнительном органе представляется в виде суммы постоянной составляющей M_n и нескольких гармонических компонент, а при встрече с крепким включением – импульсом треугольной формы продолжительностью $t_{и} = 0,03 - 0,05$ с [2].

б) обратная связь между «внешней» нагрузкой и упругими деформациями в автономной системе «комбайн-забой» не учитывается, что позволяет в первом приближении отождествлять реакцию ВЗУ с импульсами нагрузок на исполнительном органе.

С учетом принятых допущений и полагая, что коэффициент жесткости трансмиссии $c_T \gg c_{дУ}$, расчетную схему рассматриваемой системы с ВЗУ в исполнительном органе можно представить двухмассовой динамической моделью рис.2.

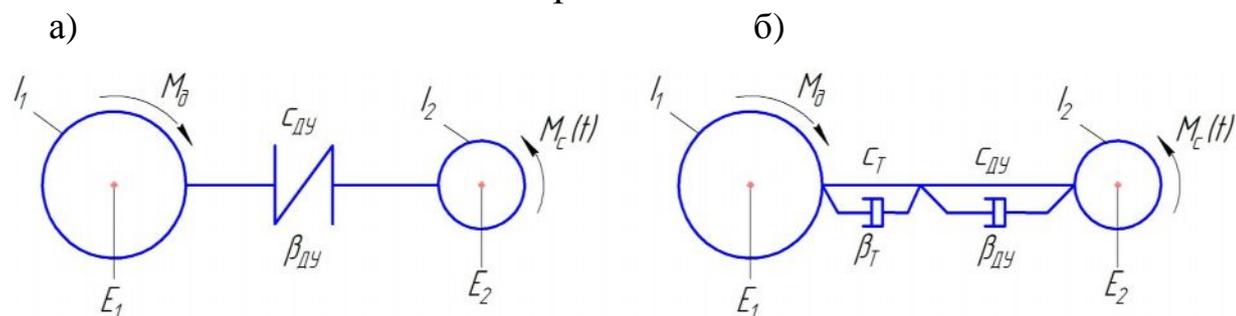


Рисунок 2 – Упрощенная динамическая модель ПИО с ВЗУ

Уравнения движения системы имеют вид [1,2] :

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varepsilon}_1 + \beta_{дУ} \dot{\varphi} + c_{дУ} \varphi = M_0; \\ I_2 \ddot{\varepsilon}_2 - \beta_{дУ} \dot{\varphi} - c_{дУ} \varphi = -M_c(t); \\ \varphi = \varepsilon_1 - \varepsilon_2. \end{cases} \quad (1)$$

В уравнениях (1) и на рис.2. обозначены : M_d - момент двигателя; M_c - момент сопротивления; I_1 - момент инерции ротора двигателя с приведенными к нему моментами инерции элементов трансмиссии; I_2 - момент инерции исполнительного органа; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - соответственно угол поворота двигателя и исполнительного органа (ведущей и ведомой частей ВЗУ); φ - угловая деформация упругой связи ВЗУ; $c_{дв}, \beta_{дв}$ - линейные коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования ВЗУ (все динамические параметры и моменты приведены к валу двигателя).

Вычитая второе уравнение из первого, приводим систему уравнений (1) к одному дифференциальному уравнению относительно упругой деформации ВЗУ :

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + p_0^2\varphi = I_1^{-1}M_d + I_2^{-1}M_c(t), \quad (2)$$

где n - коэффициент демпфирования, эквивалентный вязкому трению, $n = 0,5\beta_{дв}I_3^{-1}$; I_3 - эквивалентный момент инерции системы, $I_3 = I_1 \cdot I_2 \cdot (I_1 + I_2)^{-1}$; $p_0 = 2\pi T^{-1}$ - собственная круговая частота системы, $p_0 = \sqrt{c_{дв}/I_3}$; $T = 2\pi/p_0$ - период собственных колебаний.

Если момент сил сопротивления представить в виде ряда Фурье $M_c(t) = M_{п} + \sum_{k=1}^m M_k \cos(k\omega t + \alpha_k)$ - то решением уравнения (2) будет [1,2] $\varphi = M_{п}/c_{дв} + \lambda_2 \cdot \sum_{k=1}^m \frac{M_k \cos(k\omega t + \alpha_k + \psi_k)}{\sqrt{(p_0^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4n^2 k^2 \omega^2}}$,

где $M_{п}$ - средняя (постоянная) составляющая $M_c(t)$, $\lambda_2 = I_1(I_1 + I_2)^{-1}$, $\varphi_k = -\arg(p_0^2 - k^2 \omega^2 + 2ni\omega k)$; $k = 1, 2, \dots, m$.

Реактивный момент, формирующийся в упруго-диссипативной связи ВЗУ (и в трансмиссии), будет :

$$M_y(t) = \beta_{дв}\dot{\varphi} + c_{дв}\varphi = M_{п} + \lambda_2 \cdot \sum_{k=1}^m K_3(\omega)M_k \cos(k\omega t + \alpha_k + \psi_k), \quad (3)$$

где $K_3(\omega)$ - коэффициент динамичности системы (АЧХ ПИО с ВЗУ), характеризующий эффективность снижения амплитуды каждой k -й гармонической составляющей $M_c(t)$:

$$K_3(\omega) = \sqrt{(c_{дв}^2 + \beta_{дв}^2 \omega^2 k^2) / (c_{дв}^2 - I_3 \omega^2 k^2)^2 + \beta_{дв}^2 k^2 \omega^2}. \quad (4)$$

Формулу (4) можно привести к виду :

$$K_3(\omega) = K'(z) = \frac{\sqrt{1+4\delta^2 z^2}}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\delta^2 z^2}}, \quad (4a)$$

где

$\delta = \frac{n}{P_0}$ – относительный коэффициент демпфирования ВЗУ;

$n = \frac{\beta_{дв}}{2I_s}$ – коэффициент вязкости сил демпфирования ВЗУ;

$z = \frac{\omega}{P_0}$ – безразмерная (относительная частота) периодических колебаний в спектре $M_c(t)$.

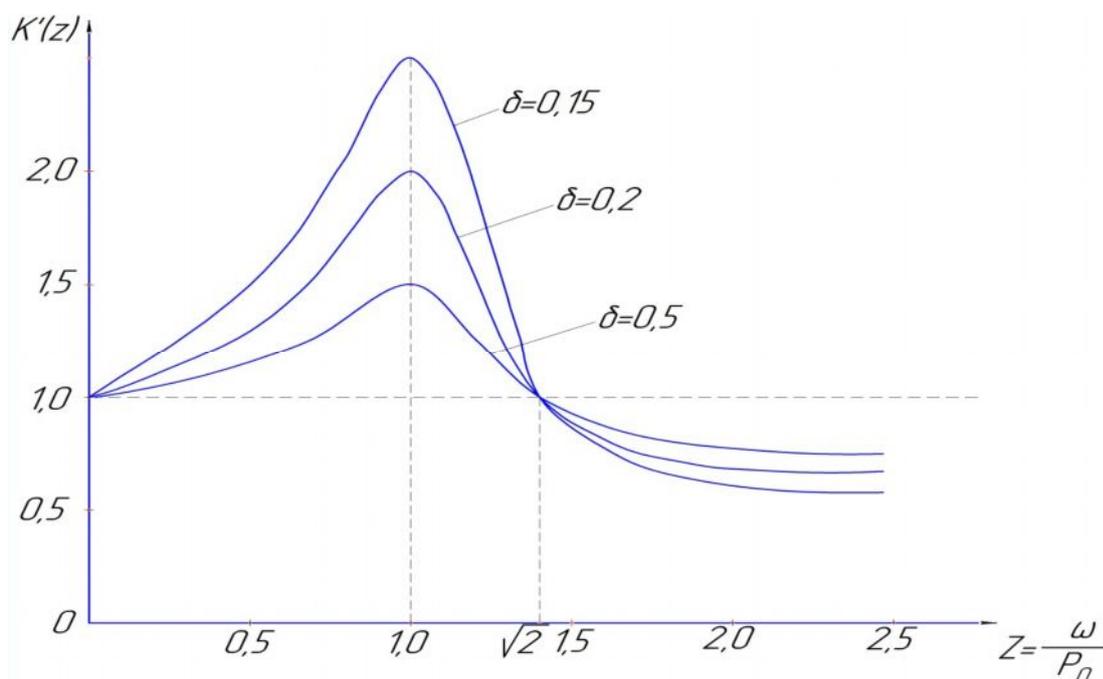


Рисунок 3 – Графики АЧХ ПИО с ВЗУ

При традиционном жестком соединении исполнительного органа с приводным валом ($c_{дв}^{-1} = 0$, $\beta_{дв} = 0$) в ПИО формируется нагрузка

$$M(t)_* = M_n + \lambda_2 \sum_{k=1}^m M_k \cos(k\omega t + \alpha_k). \quad (5)$$

Из выражения (3) и (5) следует, что при наличии в ПИО ВЗУ амплитуда каждой k -й периодической составляющей умножается на соответствующий данной частоте коэффициент динамичности. Следовательно, для всех гармонических составляющих $M_c(t)$, отношение частот которых к собственной частоте системы превышает 1,41, коэффициент динамичности меньше 1, а для составляющих с отношением указанных частот менее 1,41 величина $K_s > 1$ и зависит от показателя демпфирования $\beta_{дв}$, см. рис. 3.

Таким образом, по уравнениям (3), (4) можно выбрать рациональные параметры ВЗУ ($c_{дв}$ и $\beta_{дв}$) и оценить эффективность снижения амплитуд периодических составляющих разных частот в ПИО с

ВЗУ по сравнению с динамическими нагрузками при жестком соединении исполнительного органа с приводным валом.

Следует отметить, что в тех случаях, когда система привода может быть представлена расчетной схемой по рис. 2б, уравнения динамического состояния (1) и полученные решения (3)-(5) справедливы и для случая учета в линейной постановке податливости и демпфирования трансмиссии, рис. 2б. В последнем случае вместо $c_{д\text{у}}$ и $\beta_{д\text{у}}$ в исходные уравнения (1) и их решения следует подставить эквивалентные коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования последовательно соединенных безмассовых трансмиссий и ВЗУ.

Анализ рисунка 3 показывает, что зона эффективности ВЗУ по отношению к периодическим нагрузкам расширяется с уменьшением собственной частоты системы p_0 , что при заданных значениях момента инерции исполнительного органа достигается снижением коэффициента крутильной жесткости ВЗУ, а в области $k\omega/p_0 < \sqrt{2}$ для снижения коэффициента динамичности следует повышать $\beta_{д\text{у}}$.

С использованием рассмотренной выше методики и результатов конструктивного исполнения ВЗУ (число и параметры упругих стержней, радиус окружности их расположения, допустимые прогибы и др.) определены рациональные упруго-диссипативные характеристики ВЗУ для ПИО комбайна УКД400 ($c_{д\text{у}}$ и $\beta_{д\text{у}}$).

| № пп. | Наименование и размерность параметров | ШВУ – 10 |
|-------|---|----------|
| 1. | Диаметр шнека, м | 1,0 |
| 2. | Ширина захвата, м | 0,63 |
| 3. | Тип резцов | 1Р0.80 |
| 4. | Масса, кг | 900 |
| 5. | Упругий момент запираания ВУ, кНм | 40,5 |
| 6. | Угловые перемещения шнека относительно ступицы при запираании ВУ, град. | 2,22 |
| 7. | Количество стержней | 12 |

Как показали шахтные испытания (для комбайнов старого поколения) и исследования ВЗУ, снижение коэффициента вариации вращающего момента в 1,4 – 1,8 раза и уровня экстренных нагрузок в редукторной группе комбайнов на 20-25% позволяет в тяжелых условиях эксплуатации при наличии шнеков с ВЗУ повысить надежность элементов систем привода, уменьшить не менее чем в 1,4 – 1,5 раза расход резцов, повысить не менее чем в 1,3-1,4 раза ресурс шне-

ковых органов до капитального ремонта , уменьшить длительность простоев, связанных с устранением отказов машин.

Выводы и направление дальнейших исследований.

1. Разработана математическая модель для исследования и совершенствования динамических свойств (АЧХ) ПИО с ВЗУ для снижения амплитуд периодических (детерминированных) составляющих крутящего момента в трансмиссии ПИО.

2. Определены требования к конструктивным и прочностным параметрам упругих элементов ВЗУ и дана оценка показателя их надежности на основе выполненных расчетов на прочность.

3. Установлены численные значения рациональных параметров ВЗУ в исполнительных органах комбайна УКД400.

В дальнейшем планируется исследование и совершенствование динамических характеристик ВЗУ, с целью повышения эффективности снижения как периодических (низкочастотных и высокочастотных) динамических нагрузок, так и высоких экстренных нагрузок импульсного типа.

Список литературы

1. Гуляев В.Г. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Ч.1. Выемочные комбайны.- Донецк, 2011.-322с.
2. Гуляев В.Г. Динамика системы привода исполнительного органа горного комбайна с демпфирующим устройством // Разработка месторождений полезных ископаемых.- Киев: Техника,1986. Вып.75-С.75-81.
3. Гуляев В.Г., Лысенко Н.М. Анализ надежности привода исполнительных органов очистных комбайнов с виброзащитными устройствами // Учебное пособие к практическим занятиям по дисциплине «ПКГМиК».-Донецк.2010.-с.58-66.

С.В. Дмитренко, студент,
Н.А. Складов, канд. техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ВИНТОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ И РАЗРАБОТКА ПРЕДЛОЖЕНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЖЕЛОБА И РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ КОНВЕЙЕРА

Представлен анализ долговечности желоба и винтового вала винтовых конвейеров для транспортирования сыпучих грузов, изложены предложения по расширению диапазона рабочих скоростей транспортирования в зависимости от свойств материала, предложения по повышению долговечности желоба и ремонтпригодности винтового конвейера в целом.

Винтовой конвейер, долговечность, ремонтпригодность, производительность, желоб, вал

Проблема и её связь с научными и практическими задачами.

Наибольшее распространения винтовые конвейеры (рис.1) получили в машиностроительном, механическом, цементном производстве, на участках углеподачи котельных, электростанций, которые работают на мелком и пылевидном топливе, в химической, сахарной и других областях промышленности.

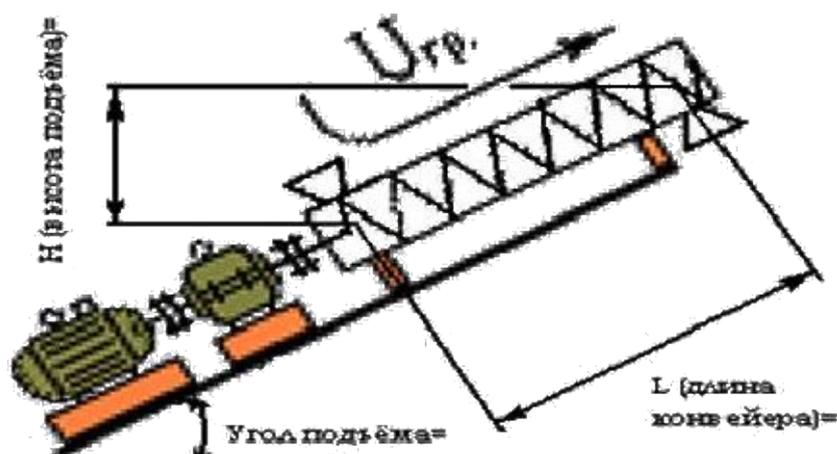


Рисунок 1 – Схема винтового конвейера

Винтовые конвейеры специального назначения, кроме транспортировки грузов выполняют некоторые технологические процессы. Они применяются в керамическом, химическом и других производствах. На машиностроительных и ремонтно-механических заводах винтовыми конвейерами транспортируют стружку.

Обычно винт и желоб изготавливают металлическими, но для сильно абразивных материалов, которые быстро “съедают” детали, винт и желоб изготавливается из чугуна или специальных сплавов. Такие же конвейеры применяют и при перемещении разъедающих и кислотных материалов. В химической, а также пищевой промышленности, где нужно уберечь продукты от действия окалина, встречаются конвейеры, которые изготовлены из сплавов алюминия, бронзы, меди и нержавеющей стали разных составов. В отмеченных условиях такие конвейеры служат значительно дольше, чем изготовленные из углеродистой стали.

К главным *преимуществам* винтовых конвейеров нужно отнести: компактность конструкции и удобства расположения; конструктивную простоту и дешевизну; полностью закрытую конструкцию, которая приемлема для транспортирования продуктов тонкого помола, остропахнувших, горячих и материалов, выделяющих газы и пары; простоту досмотра конструкции и технического обслуживания; удобство промежуточной загрузки и разгрузки материалов.

Из *недостатков* винтовых конвейеров следует заметить: большие расходы электроэнергии, обусловленные интенсивным смешиванием материала, затягиванием и растиранием его в зазоре между винтом и желобом; большие коэффициенты сопротивления; измельчение и истирание транспортируемых материалов, в связи с чем снижается их потребительская ценность; необходимость равномерной работы во избежание застоя и слеживаемости материала.

Анализ исследований и публикаций.

Вопросу транспортирования сыпучих материалов уделяется большое внимание отечественных и зарубежных ученых, исследователей и работников и работников научно-производственных предприятий.

Средствами транспортирования сыпучих материалов занимались проф. А.В.Докукин, А.В.Евневич, доценты Т.Ш.Гочиташвили, П.А.Преображенский, А.А.Труфанов, И.Д.Пшеничный, инж. Л.М.Шведов, Ю.Ф.Краденов, Ю.П.Евтухов, К.Л.Котляров, В.В.Модинов и др.

Вопросы совершенствования данного вида транспорта исследовались в ряде ниже перечисленных институтов, организаций и предприятий как Казанский химико-технологический институт им. С.М.Кирова, Всесоюзный научно-исследовательский институт подъемно-транспортного машиностроения, институт горного дела им.

А.А.Скочинского, Одесский филиал научно-производственного объединения «Агропривод», Новолипецкий металлургический завод и др.

Постановка задачи. *Целью* настоящей работы является разработка предложений по расширению диапазона скоростей транспортирования материала винтовым конвейером, повышению долговечности желоба и ремонтпригодности конвейера.

Изложение материала и результаты.

Простой основного оборудования заводов (печей, мельниц, сушильных барабанов и др.) в большинстве случаев происходит из-за низкой долговечности элементов транспортных машин. Более 60% ремонтного персонала заводов занято поддержкой в работоспособном состоянии и обеспечением непрерывной работы указанного оборудования. Поэтому наряду с улучшением конструкции и ужесточением требований к эксплуатации машин и оборудования, необходима разработка и внедрение транспортных средств нового технического уровня, которые отвечали бы требованиям производительности, долговечности и ремонтпригодности.

В винтовом конвейере наибольшему износу подвергаются вкладыши и шейки подвесных подшипников, винтовая спираль и желоб. При неравномерно увеличенной подаче материала или попадании кусков металла происходят поломки соединительных шеек вала, обрывы упорных, а иногда и подвесных подшипников, повреждение винтовой спирали и желоба. При изнашивании подшипников винт цепляется за желоб, что вызывает перегрузку электродвигателя и поломку деталей конвейера.

Подвесные подшипники винта, взаимодействуя с абразивным материалом, практически работают без смазки. Чтобы предотвратить их быстрое изнашивание, некоторые заводы наплавляют шейки вала и вкладыши сталинитом со следующим шлифованием трущихся поверхностей. Срок службы такого узла увеличивается в 5 – 6 раз по сравнению с обычно устанавливаемыми стальными соединительными шейками и чугунными вкладышами. Изнашивание подвесных подшипников снижают путем уменьшения коэффициента заполнения рабочего пространства до 0,2 (при сильно абразивных материалах) и до 0,4 (при транспортировке угля), а также уменьшая число оборотов винта до 30 за минуту.

Для предупреждения аварийного изнашивания и поломок других деталей конвейера должно быть обеспечено равномерное поступление материала, чтобы предотвратить перегрузку привода и элек-

тродвигателя при завалах транспортируемого материала. Для предотвращения попадания в конвейер крупных металлических частей необходимо на питателе установить сетку и, кроме того, ставить к электродвигателю предохранители нормального сечения, которые не допускали бы повышения силы тока более чем на 25 – 30% от нормального значения.

Главная (базовая) деталь койевера – *желоб*. Он служит без ремонта только около *полугода*, затем нуждается в капитальном ремонте или замене на новый.

Вторая важная деталь - *винтовой вал*. Он изнашивается до предельного состояния при транспортировке сыпучих материалов примерно через *50 - 80 дней*, после чего его нужно восстанавливать путем приварки новых лопастей. Эта деталь меньше влияет на ремонтоспособность конвейера, чем желоб.

Для реализации поставленной задачи авторами предложено:

1. Предусмотреть в приводе конвейера *двухскоростной редуктор* со скоростями 0,35 м/с (для тяжелых сильно вязких материалов, например цементный раствор) и 1,05 м/с (для сухих пылевидных и мелкокусковых грузов, например, рядовых углей);

2. С целью увеличения ресурса желоба изготавливать его методом *центробежного каменного литья* в виде труб нужного диаметра;

3. Производить *футеровку* внутренней поверхности металлического желоба *базальтовыми плитками*;

4. Желоб изготавливать быстроразъемным из отдельных кусков стальных труб по ГОСТ 10704-76 длиной 1000...1500 мм с предварительным упрочнением внутренней поверхности до микротвердости $H_m = 6000...8000 \text{ Н/мм}^2$ методом *электрохимического упрочнения* (ЭМО).

1. Переключение скоростей ведомого вала редуктора предлагается производить с помощью муфты (кулачковой, магнитной и др.) по следующей кинематической схеме рис. 2.

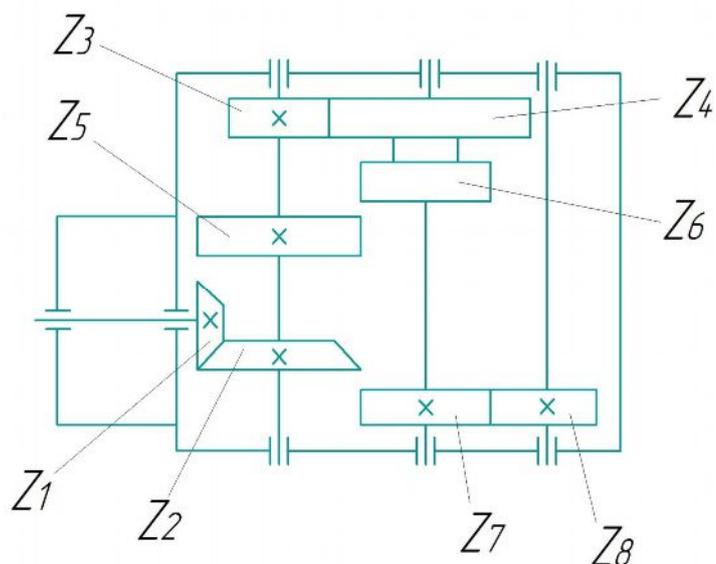


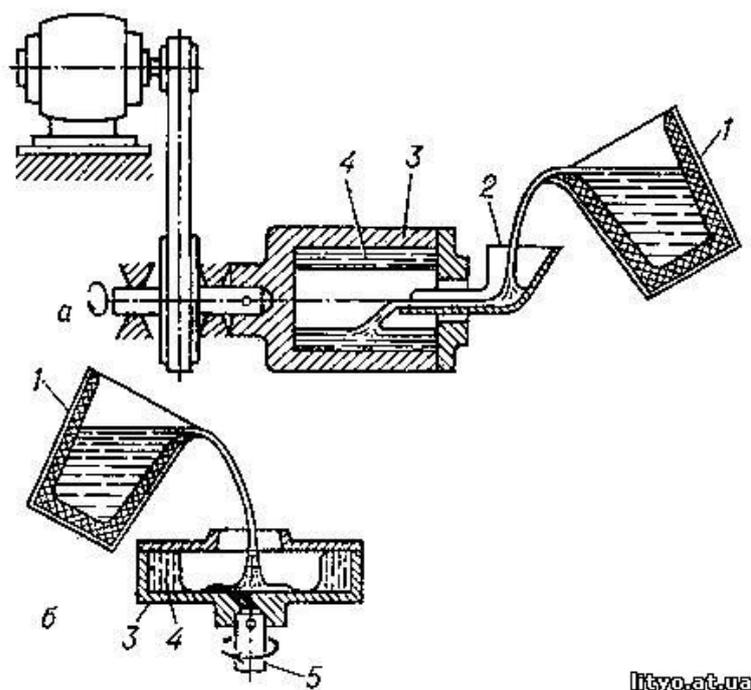
Рисунок 2 – Кинематическая схема двухскоростного редуктора винтового конвейера: Z_1, Z_3, Z_5, Z_7 - шестерни; Z_2, Z_4, Z_6, Z_8 - зубчатые колеса (Z_4 и Z_6 объединены в блок шестерен)

2. *Каменное литье труб* – это способ получения отливок в металлических формах (рис.3). для изготовления желоба винтового конвейера. При центробежном литье растворенный каменный раствор базальта, подвергаясь действию центробежных сил, отбрасывается к стенкам формы и затвердевает. Таким образом получается отливка.

Этот способ литья широко используется в промышленности, особенно для получения пустотелых отливок (со свободной поверхностью).

В угольной промышленности базальтовым литьем футеруют желоба и отсадочные машины, скребковые транспортеры, бункера и трубопроводы. Во всех случаях срок службы по сравнению с металлом увеличивается от 3 до 10 раз. Хвостотводы обогатительных фабрик, футерованные базальтовым литьем, служат 10 и более лет, в то время как металлические хвостотводы в этих же условиях – не более 6 – 10 мес. [4].

Технология *центробежного каменного литья* обеспечивает целый ряд преимуществ, зачастую недостижимых при других способах, к примеру: высокая износостойкость, плотность материала, изоляционная способность (до 1010 В), отсутствие раковин, низкое водопоглощение и др.



lityo.at.ua

Рисунок 3 - Схема получения отливок способом центробежного литья на машинах с горизонтальной (а) и вертикальной (б) осями вращения: 1 – ковш; 2 – жёлоб; 3 – форма; 4 – отливка; 5 – шпиндель.

3. Футерование желоба плитками. Каменное литье является новым конструкционным материалом с высокими физико-химическими и техническими свойствами. Экспериментально доказано, что каменнолитейные изделия по некоторым техническим свойствам значительно превышают свойства черных и цветных металлов и сплавов.

Футеровальные плитки, полученные каменным литьем, представлены на рис.4.

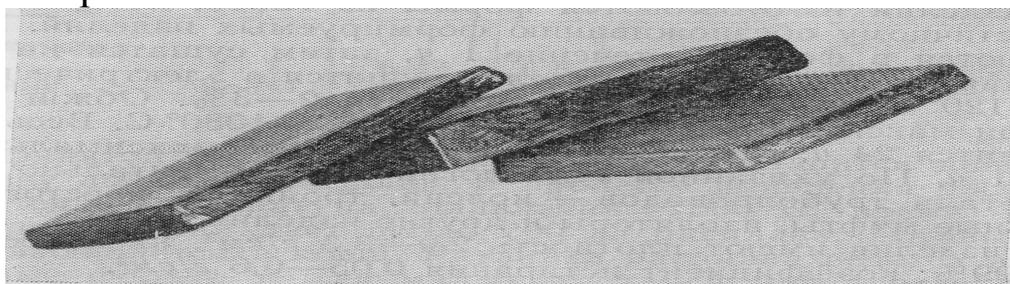


Рисунок 4 – Футеровальные плитки размером 180×115×18 мм.

4. Способ электромеханического упрочнения внутренней поверхности желоба винтового конвейера заключается в электромеханической обработке (ЭМО) внутренней поверхности отдельных элементов желоба из стальных труб длиной 1 – 1,5 м на токарно-

винторезном станке 16К20М. Этот станок позволяет обработку труб с наружным диаметром до 400 мм длиной до 1500 мм.

(Диапазон диаметров труб: 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400 мм).

Частота вращения шпинделя от 16 до 2000 об/мин).

Диаметр винта определяем из формулы производительности. Формулу берем из источника [3]:

$$Q = 60 (pD^2/4) * S * n * C * r * y, \quad (1)$$

где γ - насыпная плотность груза (см. пункт 1.8.1.), т/м³; C - поправочный коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера: при угле наклона равном $\beta = 10^\circ$, $C=0,8$; S - шаг винта, м; n -частота вращения вала винта, об./мин; y - коэффициент наполнения желоба винта.

Опытная установка электромеханической обработки внутренней поверхности цилиндров из стали 30ХГСА представлена на рис.5.

Сущность способа ЕМО деталей заключается в том, что через деформирующий элемент, например, накатный ролик, пропускают ток большой силы и низкого напряжения. В результате прохождения через зону контакта ролика с деталью электрического тока высокой плотности происходит локальный разогрев контактной зоны к температуре, что отвечает фазовому превращению материала для среднеуглеродистых и легированных сталей $T=850...950^\circ\text{C}$. За счет высоких скоростей нагревания и охлаждения контактной зоны в условии определенного усилия деформации в поверхностном слое образуются высокотвердые и износостойкие поверхности, так называемые, "белые" и "серые" слои глубиной 0,02...0,3 мм .

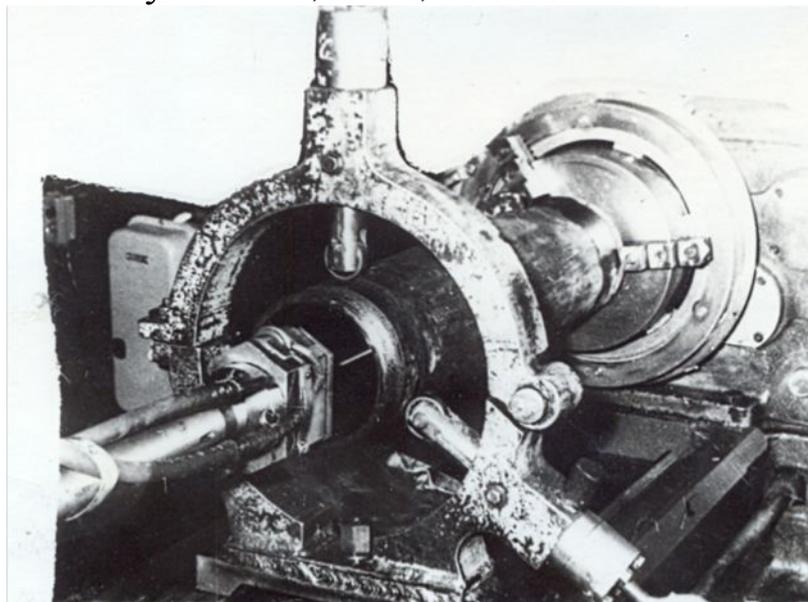


Рисунок 5 – Опытная установка электромеханической обработки цилиндров (Ругченковский завод «Гормаш»)

При этом одновременно достигается снижение шероховатости поверхности на 2...3 класса, причем микронеровности имеют округлую форму, что на 30...40% увеличивает площадь фактического контакта по сравнению с обработкой шлифованием к одинаковому значению параметра шероховатости [1].

Параметры установки ЭМО

- | | |
|---|-------------|
| 1. Скорость вращения опытного образца, (об/мин) | 60...700 |
| 2. Подача суппорта устройства, (мм/об) | 0,08...0,32 |
| 3. Усилие при давлении ролика к образцу, (Н) | 50...1200 |
| 4. Сила тока (А) | 100...1500 |
| 5. Напряжение силового источника тока, (В) | 0,5...7 |

В работе использовался метод планирования эксперимента. Проводилось построение планов первого порядка полнофакторного эксперимента 2^3 (табл. 1).

Входящими параметрами служили:

R_a -средняя шероховатость поверхности, мкм;

H_{M1}, H_{M2} – средняя микротвердость на глубине соответственно 0,02 и 0,05 мм от поверхности, Н/мм².

Входная шероховатость образцов в эксперименте была принята $R_a = 1,8 \div 1,9$ мкм.

Расчетная площадь контакта $F = 0,5$ мм².

Проведено два повторных эксперимента.

В результате подсчета регрессионных коэффициентов и проверки их значимости по критерию Стьюдента с уровнем значимости $1 - \alpha = 0,80$ (незначимые коэффициенты были исключены), получены уравнения регрессии:

Таблица 1 – Факторы и уровни их варьирования

| Факторы | Кодовое обозначение | Уровни варьирования фактора | | |
|--------------------------------------|---------------------|-----------------------------|-------------------|--------------------|
| | | нижний $x_i = -1$ | основн. $x_i = 0$ | верхний $x_i = +1$ |
| Скорость обкатки, м/мин | x_1 | 7 | 10,5 | 14 |
| Плотность тока, А/мм ² | x_2 | 500 | 630 | 760 |
| Удельное давление, Н/мм ² | x_3 | 300 | 400 | 500 |

$$R_a = 0,728 + 0,061x_1 - 0,085x_2 - 0,011x_3 \quad (2)$$

$$H_{M1} = 6940 - 813x_1 + 1938x_2 - 938x_3 - 563x_1x_2 + 563x_1x_3 - 688x_2x_3 \quad (3)$$

$$H_{M2} = 4413 + 1013x_2 \quad (4)$$

Проверка адекватности моделей производилась по критерию Фишера при $P = 0,95$ с числом степеней свободы для оценки дисперсии ошибок наблюдения $\varphi_2 = 8$ и для суммы квадратов, которые характеризуют неадекватность моделей $\varphi_1 = 4$.

Следует отметить тот факт, что при плотности тока $j = 760$ А/мм² отмечена очень высокая микротвердость в поверхностной зоне $h = 0 \div 0,05$ мм ($H_m = 13000$ Н/мм²), что, очевидно вызвано повышенным изнашиванием и диффузией материала накатного ролика (твердый сплав) в поверхностном слое обрабатываемого образца.

Из проведенных исследований очевидно, что после электрохимической обработки образцов из стали микротвердость увеличивается в 2-3 раза по сравнению с упрочнением поверхности твердым роликовым инструментом.

Установлены рациональные режимы ЭМО:

$$J = 500 \div 750 \text{ А/мм}^2, p = 300-500 \text{ Н/мм}^2, V = 7-14 \text{ м/хв},$$

при которых достигается шероховатость поверхности металлических образцов в пределах $Ra = 0,6 \dots 0,7$ мкм наряду с высоким значением микротвёрдости $H_m = 6000 \dots 7500$ Н/мм² по сравнению $H_m = 2600$ н/мм² без ЭМО.

Оценка коррозионной стойкости образцов производилась по методике ускоренных испытаний на коррозионную стойкость материалов разработанной в ИГД им. А.А. Скочинского [4]. Схема процесса исследования представлена на рис. 6.

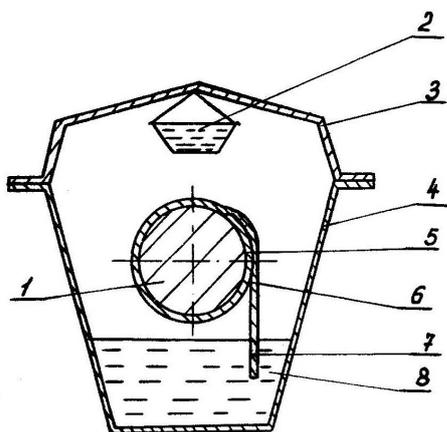


Рисунок 6 - Схема процесса исследования коррозионной стойкости опытных образцов

Исследуемые участки 5 образца покрывались фильтровальной бумагой 6, концы 7 которой опускались в трехпроцентную эмульсию 8 с присадкой АКВОЛ-3, которая является рабочей жидкостью гидроцилиндров мехкрепей, изготовленных из стали 30ХГСА. Образцы 1 помещались в герметично закрытый эксикатор 4 с крышкой 3. С це-

лью проведения ускоренных испытаний над опытным образцом подвешивался тигель 2 с серной кислотой.

Условная коррозионная стойкость (K) определялась по формуле:

$$K = \frac{100 - A}{100} \quad (5)$$

где A – площадь поверхности, поврежденной коррозией, %

Результаты исследования образцов на коррозионную стойкость приведены в табл. 2. По результатам исследований построены графики зависимостей условной коррозионной стойкости K , параметра шероховатости Ra и поверхностной микротвердости H_m от плотности электрического тока j в зоне контакта упрочняющего ролика с обрабатываемой поверхностью образцов, которые представлены на рис. 7.

Таблица 2 - Режимы ЭМО и коррозионное повреждение образцов

| №№ образцов | Плотность тока, j , А/мм ² | Удельное давление ролика, p , Н/мм ² | Скорость обкатки V , м/мин | Коррозия, % |
|-------------|---|---|------------------------------|-------------|
| 1 | 0 | 2000 | 60 | 12,20 |
| 2 | 350 | 500 | 10,5 | 7,75 |
| 3 | 500 | 500 | 10,5 | 4,85 |
| 4 | 600 | 500 | 10,5 | 0 |
| 5 | 650 | 500 | 10,5 | 0 |
| 6 | 700 | 500 | 10,5 | 0 |
| 7 | 800 | 500 | 10,5 | 1,47 |

Из результатов исследования следует, что наилучшим режимом ЭМО, при котором отсутствует коррозия испытанных образцов, является режим с плотностью тока $j=600...700$ А/мм², при этом обработанная поверхность имеет хорошие показатели параметра шероховатости $Ra=0,65...0,80$ мкм и поверхностную микротвердость $H_m=5,7...7,0$ кН/мм² (заштрихованная область на рис. 7).

Таким образом, использование указанных в работе методов изготовления и обработки желоба позволит увеличить его долговечность, а сборка желоба из отдельных секций длиной 1000...1500 мм обеспечит повышение ремонтпригодности винтового конвейера в целом. Кроме того, применение двухскоростного редуктора – позволит регулировать производительность винтового конвейера в зависимости от свойств транспортируемого груза.

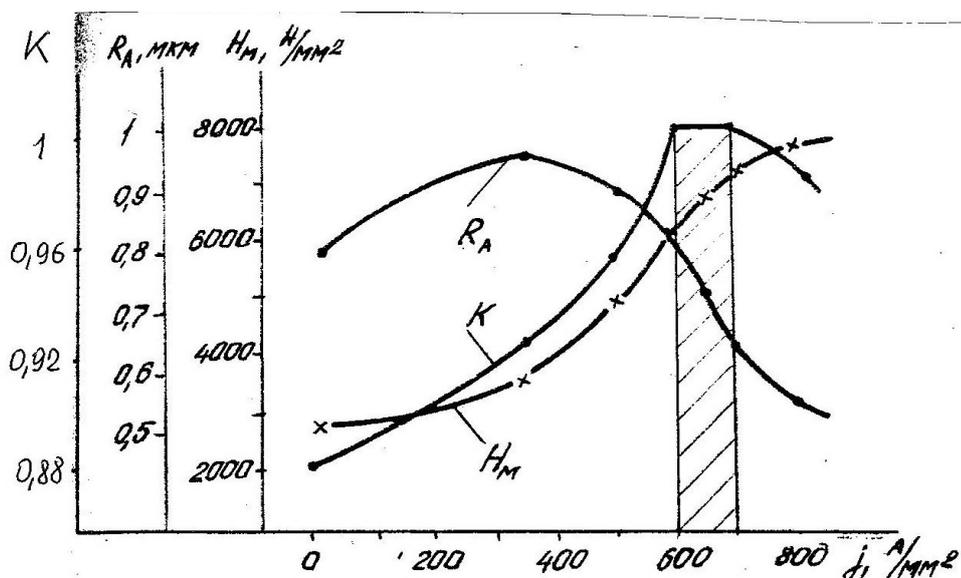


Рисунок 7 - Зависимости условной коррозионной стойкости K , параметра шероховатости R_a поверхностной микротвердости H_m образцов из стали 30XГСА, упрочненной при $V=10,5$ м/мин и $p=500$ Н/мм² от плотности электрического тока j

Список источников

1. Аскинази Б. М. Упрочнение и восстановление деталей электрохимической обработкой. Л.: Машиностроение. 1977.-183 с.
2. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / К. Картман, Э. Лецкий, В. Шеффер и др. - М.:Мир, 1977.-552с.
3. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры.- М.: Машиностроение, 1972. 184 с.: ил.
4. Зенков Р.Л. и др. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Подъемно-транспортные, машины и оборудование». – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.: ил.
5. Комплекс методик лабораторных испытаний рабочих жидкостей для гидросистем для шахтных крепей и гидромурфт. - М.:ИГД им. А.А.Скочинского, 1981.-16с.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИИ ПОЛИДИСПЕРСНОЙ ПЫЛИ В ВИДИМОМ СПЕКТРЕ

А.А. Дробот, студент,
А.В. Вовна, канд. техн. наук, доц.,
Донецкий национальный технический университет

Разработана математическая модель оптического измерителя концентрации полидисперсной пыли на основе оптического метода контроля при сканировании в видимом диапазоне длин волн.

На результат измерений концентрации пыли оптическим методом влияет как, непосредственно, концентрация пыли, так и ее дисперсный состав. Данное влияние сказывается на изменении формы индикатрисы рассеяния и, следовательно, зависимости интенсивности рассеянного излучения от угла наблюдения.

При использовании фиксированной длины волны можно определить размеры частиц по интенсивности рассеянного вперед и назад излучения. При сканировании спектра излучения определяются размеры частиц в широком диапазоне. Для такого сканирования предлагается использовать трехцветный RGB светодиод. Путем изменения величины напряжения на отдельных его кристаллах, можно получить весь видимый спектр излучения от синего (0,38 мкм) до красного (0,78 мкм).

Зондирующее излучение, попавшее в пылегазовую среду, будет разложено на составляющие:

$$I_0 = I_{ПР} + I_{ОТР} + I_{РАС},$$

где $I_{ПР}$ – излучение, прошедшее среду; $I_{ОТР}$ – излучение, отраженное обратно; $I_{РАС}$ – рассеянное (поглощенное) излучение, Вт/срад.

Согласно теории Ми прошедшая составляющая будет формироваться частицами, размеры которых больше, чем длина волны зондирующего излучения, поскольку индикатриса рассеяния в этом случае сильно вытянута вперед. Обратное рассеянное излучение формируется частицами, размеры которых сопоставимы с длиной волны или меньше ее, т.к. интенсивности рассеяния вперед и назад в данном случае одинаковы. Поглощенное излучение – это та часть, которая была рассеяна под углом, отличным от 0 или 180 градусов, либо поглощена газовыми примесями.

Если задаться массивом длин волн и им в соответствие поставить массивы потоков излучения, полученных от фотоприемника, то можно определить дисперсный состав среды.

Если сканирование видимого спектра проводить от коротковолнового к длинноволновому излучению, т.е. от синего к красному, то первое измерение определит суммарную концентрацию частиц, т.к. в этом случае размеры частиц больше длины волны излучения.

Таким образом, при использовании данного способа можно определять не только концентрацию взвешенных частиц в пылегазовой среде, но и ее дисперсный состав. При этом, точность определения состава будет зависеть от количества элементов в массивах, а, следовательно, от точности задания длины волны зондирующего излучения.

Нормированная спектральная чувствительность фотоприемника (см. рис. 1) может быть аппроксимирована следующей зависимостью:

$$s(\lambda) = e^{-r^2 \cdot (\lambda - \lambda_0)^2},$$

где $r = 16.59$, мкм^{-2} ; $\lambda_0 = 0.555$, мкм – параметры аппроксимации для функции, описывающей спектральную характеристику фотоприемника.

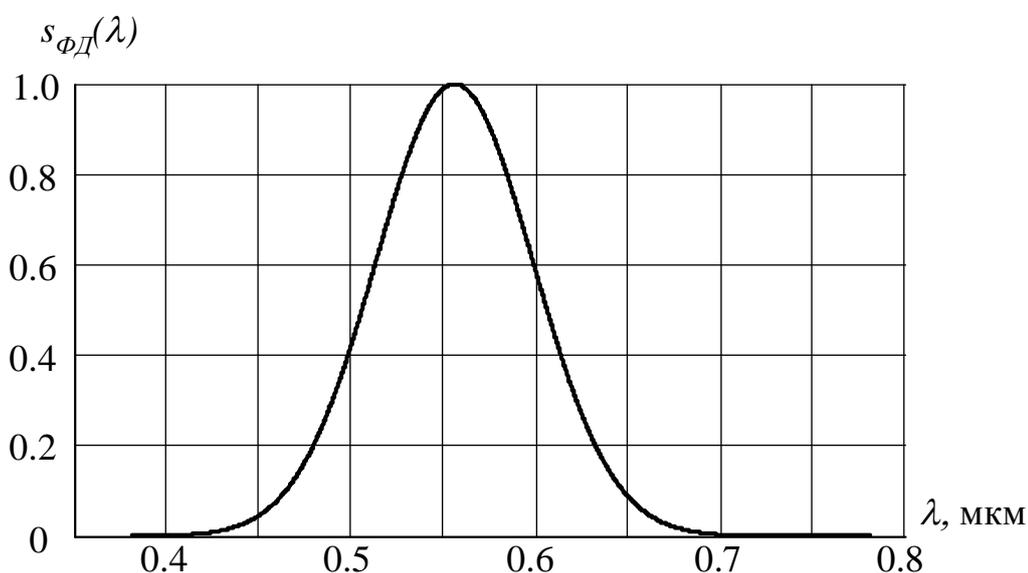


Рисунок 1 – Нормированная спектральная чувствительность фотоприемника

Нормированные спектральные распределения потоков излучения RGB-светодиодов представлены на рисунке 2.

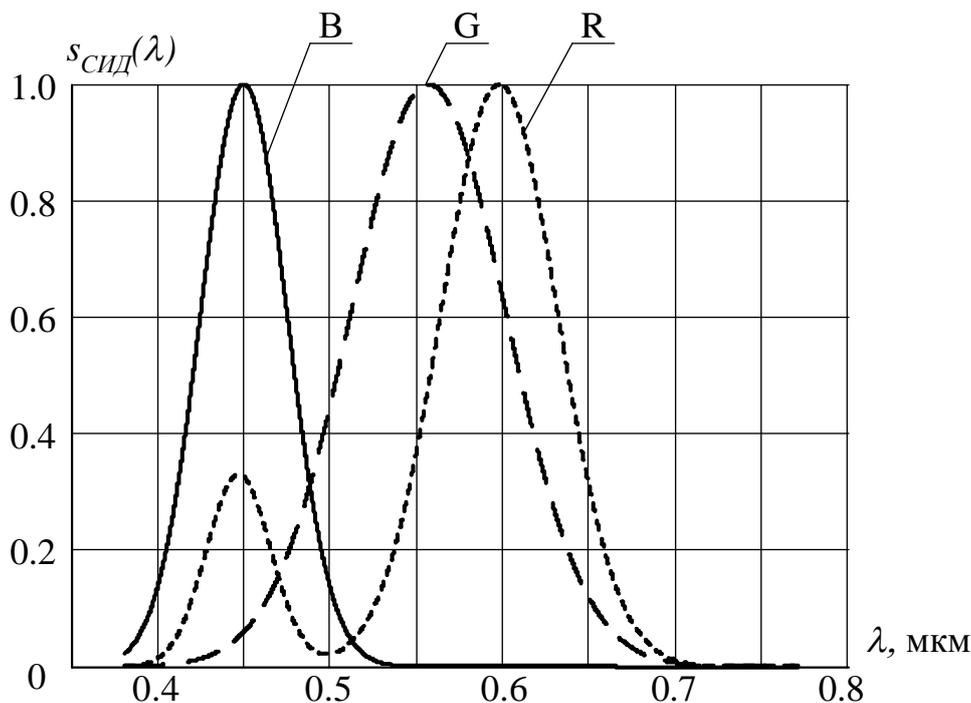


Рисунок 2 – Нормированные спектральные распределения потоков излучения RGB-светодиодов

На рисунке 2 обозначено: В – синий; G – зеленый; R – красный СИД.

Выходным сигналом ФД является сигнал тока, величина которого пропорциональна потоку выходного оптического сигнала. В качестве коэффициента пропорциональности учитывается интегральная чувствительность фотодиода $s_{\Phi Д}(\lambda)$ к оптическому сигналу СИД, который определяется отношением выходного тока ФД к некогерентному монохроматическому лучистому потоку определенного спектрального состава, падающего на чувствительную площадку фотодиода. Полагая, что спектральное распределение потока $s_{СИД}(\lambda)$ и спектральная чувствительность $s_{\Phi Д}(\lambda)$ являются непрерывными функциями, интегральная чувствительность ФД определяется выражением:

$$S_{C\text{ инт}} = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} s_{\Phi Д}(\lambda) \cdot s_{СИД}(\lambda) d\lambda}{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} s_{СИД}(\lambda) d\lambda} = S_{C\text{ инт max}} \cdot \eta, \quad (1)$$

где $S_{C\text{ инт max}} = 0,1$ А/Вт – максимальная интегральная чувствительность ФД к сигналу; $s_{СИД}(\lambda)$ и $s_{\Phi Д}(\lambda)$ – спектральные характеристики

ки плотности мощности СИД и чувствительности фотоприемника, соответственно.

Коэффициент $\eta(T)$, входящий в выражение (1) отражает использование мощности излучения и, своей величиной, в целом определяет спектральный к.п.д. оптоэлектронного блока:

$$\eta = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} s_{\Phi Д}(\lambda) \cdot s_{СИД}(\lambda) d\lambda}{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} s_{\Phi Д}(\lambda) d\lambda}, \quad (2)$$

где $s_{СИД}(\lambda)$ – нормированная спектральная характеристики мощности излучения RGB-светодиода (см. рис. 2); $s_{\Phi Д}(\lambda)$ – нормированная спектральная чувствительность фотодиода (см. рис. 1).

Сигнал тока фотодиода определяется соотношением:

$$I_{\Phi Д}(C) = S_{C_{инт}} \cdot \Phi_{ВЫХ ОК}(C). \quad (3)$$

Влияние дисперсного состава частиц и длины волны зондирующего излучения отражается в изменении интенсивности излучения, прошедшего пылегазовую среду. Такое влияние оказывает коэффициент поглощения.

Согласно теории Ми, коэффициент поглощения дисперсной среды определяется по формуле [1]:

$$k_{\lambda} = \frac{2}{x^2} \sum_{\nu=1}^N [(\operatorname{Re}(a_{\nu}) + \operatorname{Re}(b_{\nu})) \cdot (2\nu + 1)] , \quad (4)$$

где $x = \pi \cdot d / \lambda$ – параметр дифракции; a_{ν} , b_{ν} – коэффициенты Ми.

Оптическая плотность D слоя пыли толщиной l описывается выражением:

$$D = c_m \cdot l \cdot k_{\lambda},$$

где c_m – максимальная концентрация частиц.

Оптическая плотность определяет ослабление света пылегазовой средой и по виду совпадает с графиком спектрального коэффициента поглощения среды. Спектральный коэффициент пропускания оптического излучения полидисперсной средой T (см. рис. 3) определяется как:

$$T(\lambda) = 1 - e^{-D(\lambda)}.$$

Характеристики преобразования измерителя концентрации полидисперсной пыли представлены на рисунке 4.

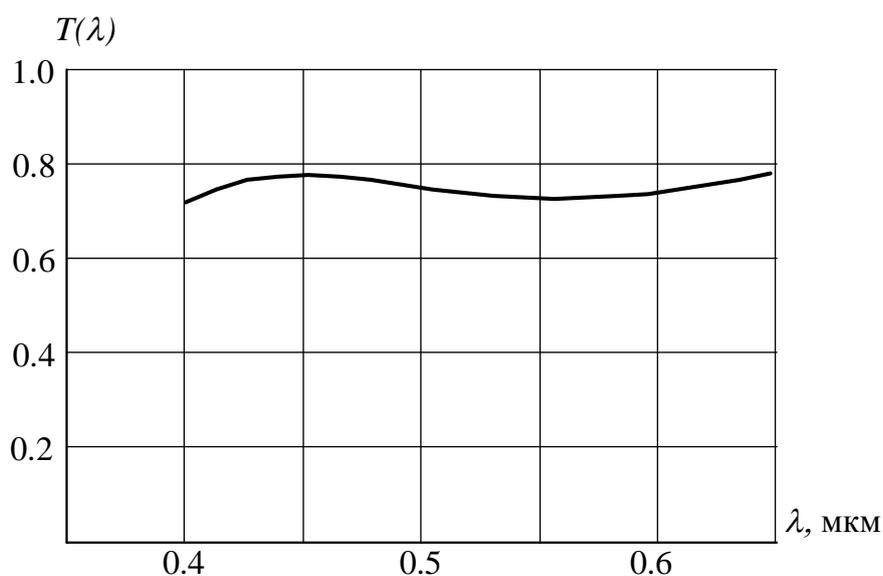


Рисунок 3 – Спектральный коэффициент пропускания оптического излучения полидисперсной средой

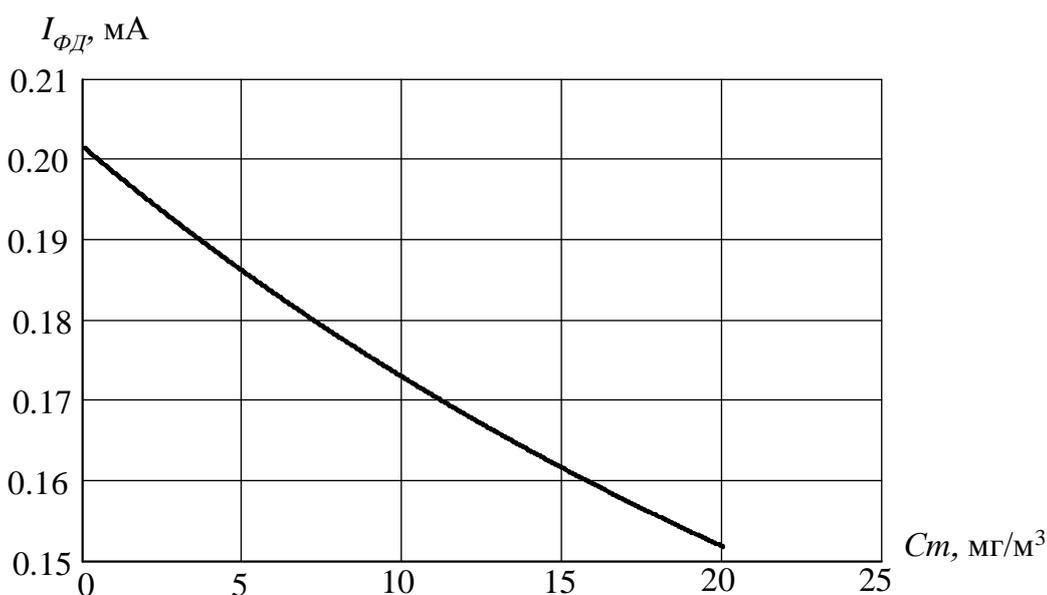


Рисунок 4 – Характеристика преобразования измерителя концентрации полидисперсной пыли

Из анализа приведенной зависимости видно, что чувствительность разработанного измерителя составляет не менее $2,5 \text{ мА/мг/м}^3$. На рисунке 5 представлен теоретический закон распределения частиц пыли по размерам (1) и экспериментальная кривая (2), полученная с использованием разработанного способа. На начальном участке чувствительность к изменению дисперсионного состава мала.

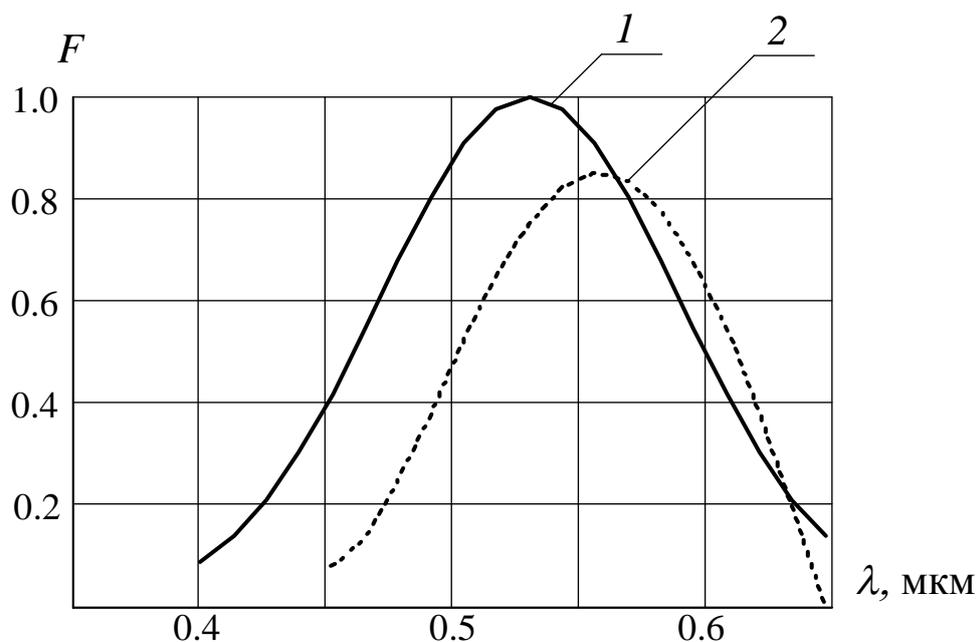


Рисунок 5 – Теоретический закон распределения частиц пыли по размерам (1) и экспериментальная кривая, полученная с использованием разработанного способа (2)

Разработана математическая модель оптического измерителя концентрации полидисперсной пыли на основе оптического метода контроля при сканировании в видимом диапазоне длин волн. Данная модель учитывает зависимость коэффициента поглощения среды от длины волны зондирующего излучения и размеров частиц с использованием математического аппарата теории Ми. Получена зависимость интенсивности проходящего потока излучения от параметров среды, на основании которой были получены данные о концентрации пыли в среде и информация о размерах частиц.

Список источников

1. Галенко Ю.А. Моделирование коэффициента теплового излучения полубесконечной дисперсной среды / Ю.А. Галенко, М.О. Сысоева // Ползуновский вестник. Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова. – № 1 – 2. – 2008. – С28 – 32.
2. Шифрин К.С. Рассеяние света в мутной среде / К.С. Шифрин. – М. – Л.: Гостехиздат, 1951. – 288 с.
3. Штокман Е.А. Очистка воздуха: [учебное пособие] / Е.А. Штокман. – М.: Изд-во АСВ, 2007. – 312 с.

НЕИСПРАВНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

А.В. Ерошенко, студентка,

В.А. Сидоров, канд. техн. наук, доц.,

Е.В. Ошовская, канд. техн. наук, доц.,

Донецкий национальный технический университет

Рассмотрена конструкция маслозаполненного винтового компрессора, представлены основные неисправности механической части и причины их возникновения.

На промышленных предприятиях для сжатия и подачи воздуха и других газов под давлением широко используются маслозаполненные винтовые компрессоры. На предприятиях Украины винтовые компрессоры представлены конструкциями фирм: Grasso, York, Alup, Sabroe и др.

Опыт эксплуатации винтовых компрессоров показывает, что их безотказность весьма высока. Однако, после 5...10 лет непрерывного использования наблюдается возникновение внезапных отказов, что при отсутствии резервирования, часто приводит к снижению производительности предприятия. Некоторая часть отказов связана с неисправностями механической части винтовых компрессоров, рассмотрению проявлений и причин возникновения, которых и посвящена данная статья.

Винтовой компрессор (рисунок 1) состоит из двух винтовых роторов 2 и 13, вращающихся внутри корпуса 1. Роторы имеют сложную объёмную конфигурацию и выполняются с различным числом зубьев (заходов). Вращение ведущему ротору 2 с выпуклой нарезкой сообщается от двигателя через соединительную муфту или ременную передачу. К ведомому ротору 13, имеющему нарезку с вогнутыми впадинами, крутящий момент передается через масло, выступающее в качестве демпфирующего элемента. Роторы располагаются в разъёмном корпусе, имеющем цилиндрические расточки под винты в форме восьмерки, а также окна всасывания и нагнетания. Нагрузки от роторов воспринимаются упорными 5 и радиальными 3 подшипниками. Для уменьшения нагрузки на ведущем роторе имеется разгрузочный поршень 4. Шестерни 6 и 7, закрепленные на валах ведущего и ведомого винтов, синхронизируют их вращение (в некоторых конструкциях маслозаполненных компрессоров шестерни могут отсутство-

вать). Между подшипниковыми камерами и винтовой частью роторов, в которых сжимается газ, расположены узлы уплотнений. Роторы вращаются с частотой 2000...6000 об/мин в газо-масляной среде. Зазоры между роторами и корпусом составляют 0,2...0,3 мм.

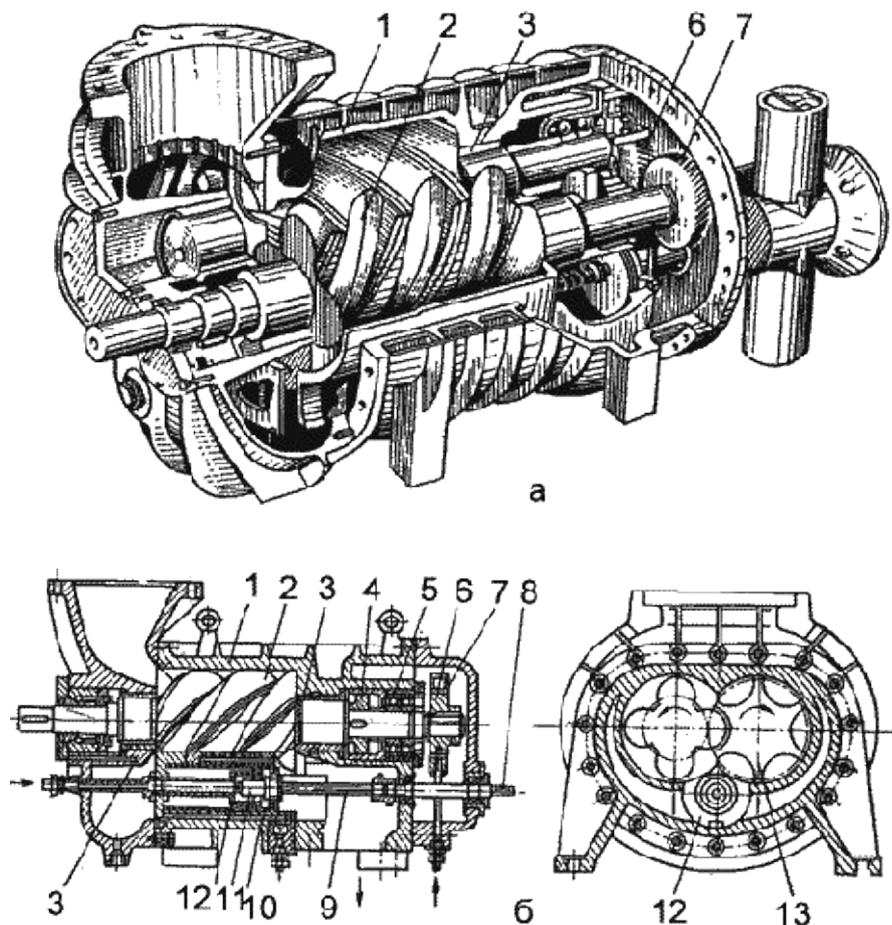


Рисунок 1 – Общий вид (а) и схема (б) типовой конструкции винтового компрессора [1]:

- 1 - корпус; 2 - ротор ведущий; 3 - опорный подшипник;
 4 - разгрузочный поршень; 5 - упорный подшипник;
 6, 7 - шестерни связи; 8 - валик; 9 – винт; 10 - шпонка; 11 - гайка,
 12 - золотник; 13 - ротор ведомый

Отказы компрессоров чаще всего связаны с неисправностями роторов и их подшипников. Анализ агрегатных журналов, ведомостей дефектов и другой ремонтной документации позволил выделить наиболее часто встречающиеся виды отказов винтовых компрессоров:

- разрушение вала ротора;
- износ вкладыша подшипника скольжения;
- разрушение фиксирующего элемента подшипника;
- задевание винта за неподвижный корпус;
- повреждение подшипника качения ротора.

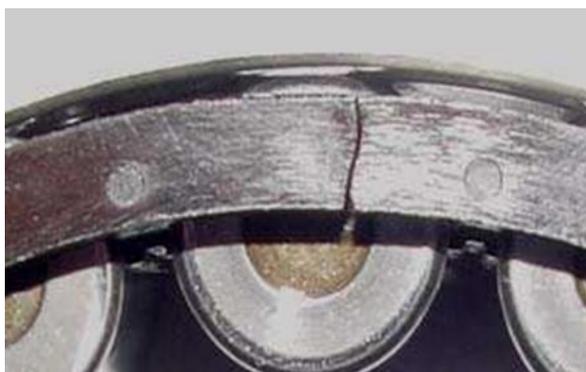
На рисунке 2 приведены фотографии поврежденных элементов компрессора.



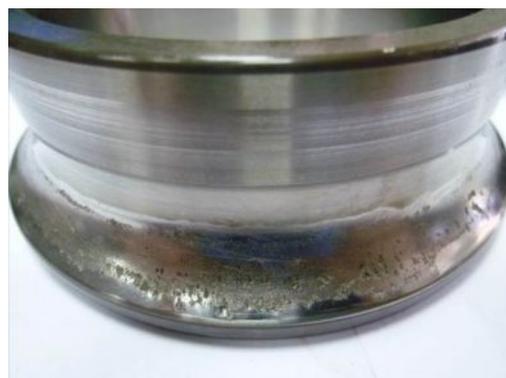
а



б



в



г

Рисунок 2 – Типовые неисправности элементов винтового компрессора: а) износ цилиндрической поверхности корпуса; б) износ на рабочей поверхности ротора; в) трещина сепаратора подшипника ротора; г) осповидное выкрашивание беговой дорожки внутреннего кольца подшипника

Для контроля технического состояния винтовых компрессоров применяются различные методы технической диагностики – вибродиагностика, измерение температуры, оценка потребления электроэнергии, анализ смазочного материала, которые позволяют выявлять отдельные виды неисправностей. Периодичность диагностирования компрессоров по вибрационным, тепловым и токовым параметрам должна составлять 4...10 дней, что позволяет предупреждать их внезапную остановку. Для точной постановки диагноза и принятия правильного решения о необходимых ремонтных воздействиях проводится визуальный осмотр, выполняемый при неполной или полной разборке компрессора.

В исправном состоянии винтовые компрессоры являются полностью уравновешенными механизмами и не производят больших вибраций, а узлы трения имеют стабильную температуру. Повышение

значений вибрационных параметров и температуры, возрастание потребления электроэнергии, снижение производительности, изменение характера шума выступают признаками наличия повреждений у элементов компрессора и могут быть зафиксированы органолептически или приборными методами. Так как, основными источниками вибрации механического происхождения являются роторы и подшипники компрессора, то наиболее информативным методом диагностирования технического состояния винтовых компрессоров является спектральный анализ параметров вибрации, позволяющий определить для этих элементов зарождение повреждений на ранней стадии.

При неполной разборке компрессора проводится осмотр золотника, подшипников и сальниковых уплотнений. Полная разборка дает возможность составить полную картину повреждений, при этом последовательно осматриваются подшипники, роторы, корпусные детали. Анализ результатов осмотров компрессоров позволил выделить следующие закономерности между наблюдаемыми повреждениями и их причинами.

При сохранении проектных значений зазоров между роторами и корпусом повреждения золотника отсутствуют. Появление на поверхности золотника следов металлического контакта с роторами является признаком изнашивания подшипников. Глубина и ширина изношенной поверхности позволяют локализовать подшипник с наибольшим износом.

Положение роторов определяется зазорами в подшипниках, поэтому их износ вызывает смещение осей роторов. При этом, малые зазоры между винтовыми нарезками роторов и корпусом компрессора уменьшаются, масло перестает быть демпфирующим элементом и происходит металлический контакт роторов с корпусом, который приводит к осповидному выкрашиванию на поверхности.

Кроме износа у подшипников качения отмечаются следующие повреждения: трещины сепаратора, повреждения тел качения, нарушение целостности колец и фиксирующих элементов. Разрушение сепаратора, проворачивание внутреннего кольца подшипника по валу указывают на неравномерное распределение сил между телами качения и повышение момента трения из-за нарушения режима смазывания, что также вызывает и ускоренное изнашивание колец.

Масло, в винтовом компрессоре, является элементом, имеющим несколько функций: обеспечивает отсутствие металлического контакта между роторами, выполняет смазывание подшипников и отвод те-

пла, выделяющегося при сжатии. Любые перемены в свойствах масла, его загрязнение, нарушение условий поступления и отвода смазки выступают причинами изменения процессов износа элементов компрессора.

Состояние неподвижных и подвижных сальниковых уплотнений также влияет на повреждения роторов компрессора, т.к. износ уплотнений ведет к значительным утечкам масла.

Можно сделать вывод, что повреждения роторов – это следствие износа и повреждений элементов, расположенных рядом. Поэтому, причинно-следственная последовательность неисправностей элементов, приводящих к отказу винтового компрессора имеет вид:

уплотнения – масло – подшипники – роторы – корпус.

Начальные стадии изнашивания элементов компрессора обнаружить по диагностическим параметрам вибрации весьма затруднительно, поэтому этот период чаще всего проходит незаметно. Развитие осповидного изнашивания на поверхностях роторов проявляется в виде резкого изменения диагностических параметров. А именно, возрастают температурные параметры, меняются значения виброускорения в частотном диапазоне 2...5 кГц, снижается производительность компрессора, меняется характер шума механизма. Такие изменения являются основанием для проведения планового ремонта компрессора, в противном случае, если эти изменения не привлекли внимания обслуживающего персонала, возникнет аварийный отказ механизма.

Таким образом, сочетание методов контроля параметров вибрации, температуры, энергопотребления и визуального осмотра обеспечивает своевременную остановку компрессоров для проведения ремонта, что позволяет почти полностью восстановить его работоспособность и продолжить эксплуатацию.

Список источников

1. Ротационные и винтовые компрессоры / [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.trans-service.org/ru.php?section=info&page=s_s_u&subpage=sud_holod_13

Я.Г. Захарян, студентка,
Н.А. Складов, канд. техн. наук, проф.
Донецкий национальный технический университет

УСТАНОВЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ПАРАМЕТРОВ КРУТОНАКЛОННОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ОТ ВЕЛИЧИНЫ УГЛА ЕГО НАКЛОНА И УГЛА ЛОТКОВОСТИ ЛЕНТЫ

В работе приведены результаты определения параметров крутонаклонного ленточного конвейера. Установлены зависимости погонной массы груза, длины и объема его на одной перегородке, а также производительности конвейера от угла наклона конвейера и угла лотковости ленты.

Параметр, зависимость, угол, груз, лента, конвейер, перегородка, производительность, лотковость, наклон, крутонаклонный

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Одним из прогрессивных направлений в области усовершенствования машин непрерывного транспорта и расширение области их применения является разработка и внедрение в разных областях промышленности новых конструкций крутонаклонных конвейеров [2].

Это можно объяснить тем, что использование крутонаклонных конвейеров дает значительную экономию средств за счет уменьшения длины конвейера, снижения объема подготовительных и капитальных работ, а также уменьшения эксплуатационных затрат сравнительно с транспортировкой груза на ту же высоту с помощью конвейеров обычной конструкции.

Основной проблемой, которая возникает при увеличении угла наклона, есть способ удержания груза на несущем органе конвейера, поскольку при увеличении угла более “критического” сила трения груза о несущий орган становится меньше продольной составляющей веса груза, который начинает скользить вниз [2].

Анализ исследований и публикаций.

В монографии[1] рассмотрены вопросы расчета производительности шахтных и карьерных ленточных конвейеров, приведены новые разработки основных узлов специальных ленточных конвейеров на ходовых опорах, ленточно-канатных и крутонаклонных.

Одним из основных вопросов при определении производительности крутонаклонного конвейера есть установление оптимальных

параметров грузонесущего органа, который обеспечивает максимальный объем «порции» груза перед подпорным элементом и, таким образом, максимальную производительность, т/ч [3]:

$$Q = 3,6 \times v \times q, \quad (1)$$

где v – скорость движения грузонесущей ленты, м/с;

q – погонная масса груза, кг/м.

$$q = \frac{V \times \gamma}{l} \quad (2)$$

где V – объем груза перед подпорным элементом, м³;

l – расстояние между подпорными элементами, м;

γ – насыпная плотность, т/м³.

Угол наклона подпорных элементов к плоскости грузоподъемной ленты целесообразно принимать равным 90 градусов, поскольку увеличение его приводит к снижению производительности конвейера [4].

Постановка задачи. Целью данного исследования является установление зависимости параметров крутонаклонного ленточного конвейера от угла его наклона и угла лотковости ленты.

Указанная цель реализуется решением следующих задач:

- выбор и обоснования угла наклона конвейера;
- расчет высоты перегородки в зависимости от величины угла лотковости ленты;
- расчеты объема, погонной массы и длины груза, расположенного на ленте, на одной перегородке при разных углах лотковости ленты и углах наклона конвейера;
- определение зависимости производительности конвейера от угла его наклона.

Изложение материала и результаты.

Вначале были проведены расчеты высоты перегородки в мм (рис.1) для ленты с шириной $B = 1200$ мм при углах лотковости ленты $\alpha_1 = 20$, $\alpha_2 = 30$ и $\alpha_3 = 40$ градусов:

$$\begin{aligned} a_1 &= (d - 100) \times \sin \alpha = (360 - 100) \times \sin 20^\circ = 89; \\ a_2 &= (d - 100) \times \sin \alpha = (360 - 100) \times \sin 30^\circ = 130; \\ a_3 &= (d - 100) \times \sin \alpha = (360 - 100) \times \sin 40^\circ = 167. \end{aligned} \quad (3)$$

где d – длина преклонной части ленты, мм

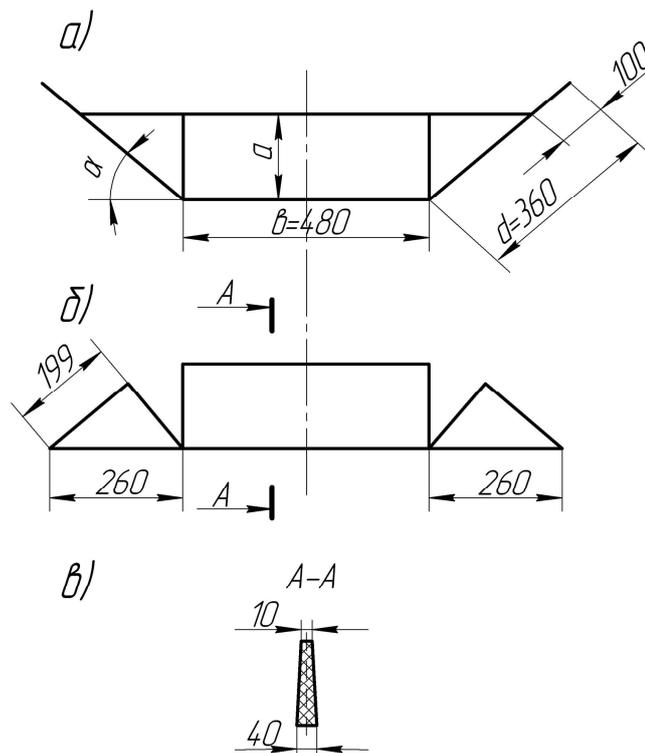


Рисунок 1 - Схема перегородки: а) в рабочему стані; б) в неробочому стані; в) товщина перегородки

По приведенным формулам (1;4) определены объем (V) и длина груза (h), который удерживается одной перегородкой (рис. 2, 3) при разных углах наклона установки и углах лотковости ленты. Полученные результаты сведены в таблицу 1 и построены по ним зависимости: (рис. 4).

$$V = f(\beta), \quad h = f(\beta)$$

$$h = a \times \text{ctg}(\beta - \varphi); \quad (4)$$

$$V = a^2 \times \left(\frac{1}{2} \times b + \frac{1}{3} \times c \right) \times \text{ctg}(\beta - \varphi); \quad (5)$$

где β – угол наклона конвейерной установки, град;

φ – угол естественного откоса, град;

h – длина расположения груза на ленте, которая содержится одной перегородкой, м;

V – объем груза, который удерживается одной перегородкой, м³;

$b=480$, $c=199$ мм – геометрические размеры перегородки для ленты с шириной $B=1200$ мм

По формулам (1, 2) с использованием данных табл. 1 рассчитываем погонную массу груза и производительность ленточного круто-

наклонного конвейера при разных углах его наклона и углах лотковости ленты.

Полученные данные внесены в таблицу 2 и построена зависимость $Q=f(\beta)$ при разных углах лотковости ленты (рис. 5).

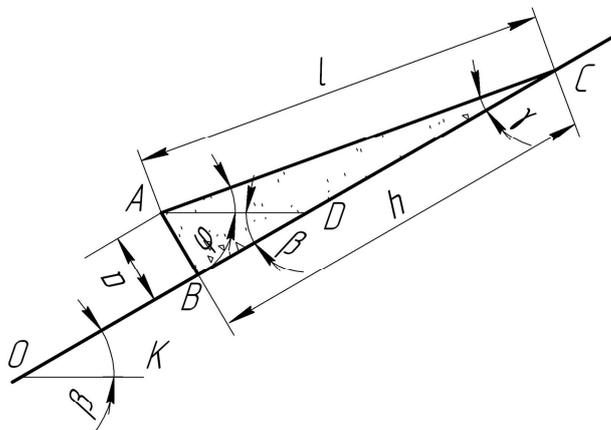


Рисунок 2 - Розташування вантажу на стрічці з перегородкою

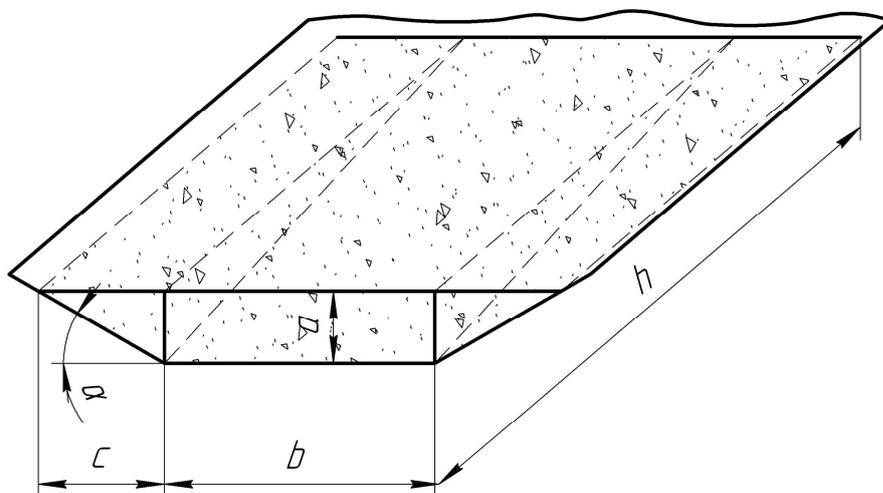


Рисунок 3 - Ділянка стрічки з перегородкою і масою вантажу

Таблица 1 – Результаты расчетов объема (V) и длины груза (h), который удерживается одной перегородкой.

| $\alpha_1=20^{\circ}$ | | | | | | | | | |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $\beta, \text{град}$ | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 |
| $V, \text{м}^3$ | 0.0090 | 0.0067 | 0.0052 | 0.0042 | 0.0035 | 0.0029 | 0.0024 | 0.0020 | 0.0017 |
| $h, \text{м}$ | 0.3320 | 0.2425 | 0.1910 | 0.1542 | 0.1271 | 0.1061 | 0.0890 | 0.0747 | 0.0623 |
| $\alpha_2=30^{\circ}$ | | | | | | | | | |
| $\beta, \text{град}$ | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 |
| $V, \text{м}^3$ | 0.030 | 0.020 | 0.015 | 0.011 | 0.009 | 0.008 | 0.006 | 0.005 | 0.004 |
| $h, \text{м}$ | 0.737 | 0.480 | 0.350 | 0.280 | 0.220 | 0.180 | 0.150 | 0.130 | 0.100 |
| $\alpha_3=40^{\circ}$ | | | | | | | | | |
| $\beta, \text{град}$ | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 |
| $V, \text{м}^3$ | 0.0980 | 0.0490 | 0.0320 | 0.0230 | 0.0180 | 0.0150 | 0.0120 | 0.0100 | 0.0085 |
| $h, \text{м}$ | 1.92 | 0.95 | 0.62 | 0.46 | 0.36 | 0.29 | 0.24 | 0.20 | 0.17 |

Таблица 2 – Зависимость погонной массы груза (q) и производительности крутонаклонного ленточного конвейера (Q) от угла его наклона (β)

| $\alpha_1=20^{\circ}$ | | | | | | | | | |
|-----------------------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $\beta, \text{град}$ | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 |
| $q, \text{кг/м}$ | 13.50 | 10.05 | 7.80 | 6.30 | 5.25 | 4.35 | 3.60 | 3.00 | 2.55 |
| $Q, \text{м/год}$ | 121.50 | 90.45 | 70.20 | 56.70 | 47.25 | 39.15 | 32.40 | 27.00 | 22.95 |
| $\alpha_2=30^{\circ}$ | | | | | | | | | |
| $\beta, \text{град}$ | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 |
| $q, \text{кг/м}$ | 45.00 | 30.00 | 22.50 | 16.50 | 13.50 | 12.00 | 9.00 | 7.50 | 6.00 |
| $Q, \text{м/год}$ | 405.00 | 270.00 | 202.50 | 148.50 | 121.50 | 108.00 | 81.00 | 67.50 | 54.00 |
| $\alpha_3=40^{\circ}$ | | | | | | | | | |
| $\beta, \text{град}$ | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 |
| $q, \text{кг/м}$ | 14.700 | 73.50 | 48.00 | 34.50 | 27.00 | 22.50 | 18.00 | 15.00 | 12.75 |
| $Q, \text{м/год}$ | 1323.00 | 661.50 | 432.00 | 310.50 | 243.00 | 202.50 | 162.00 | 135.00 | 114.75 |

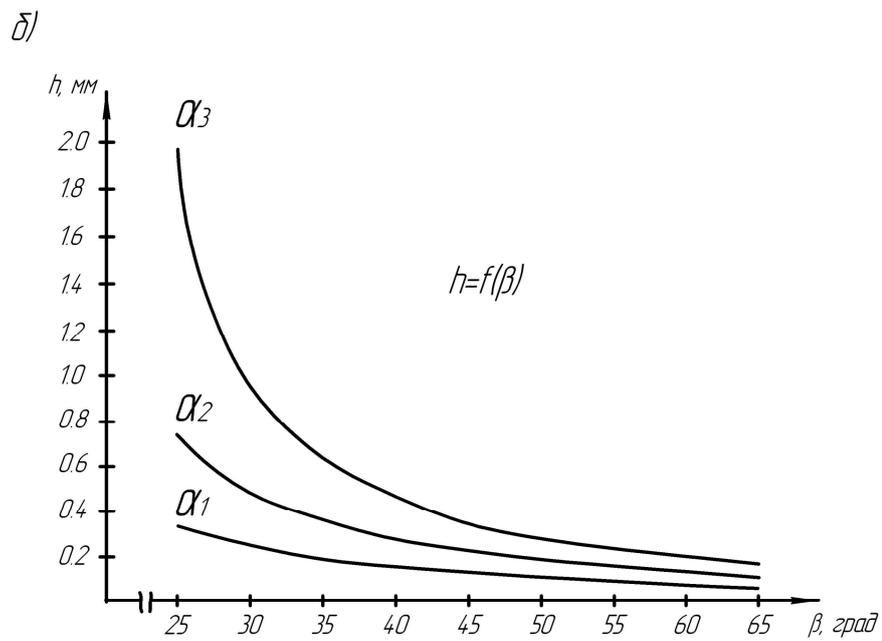
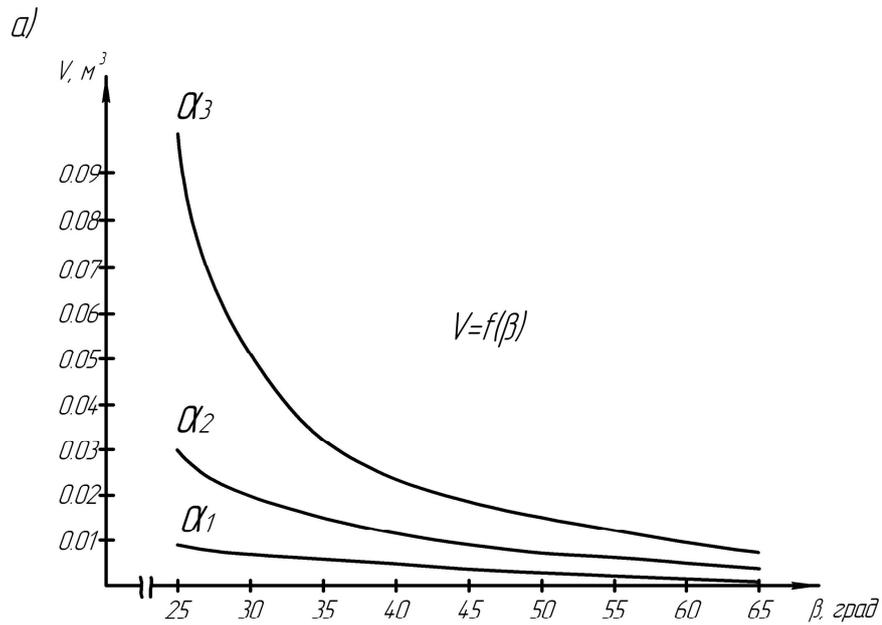


Рисунок 4 - Зміна об'єму (а) і довжини (б) вантажу від кута нахилу конвеєра при різних кутах лотковості стрічки

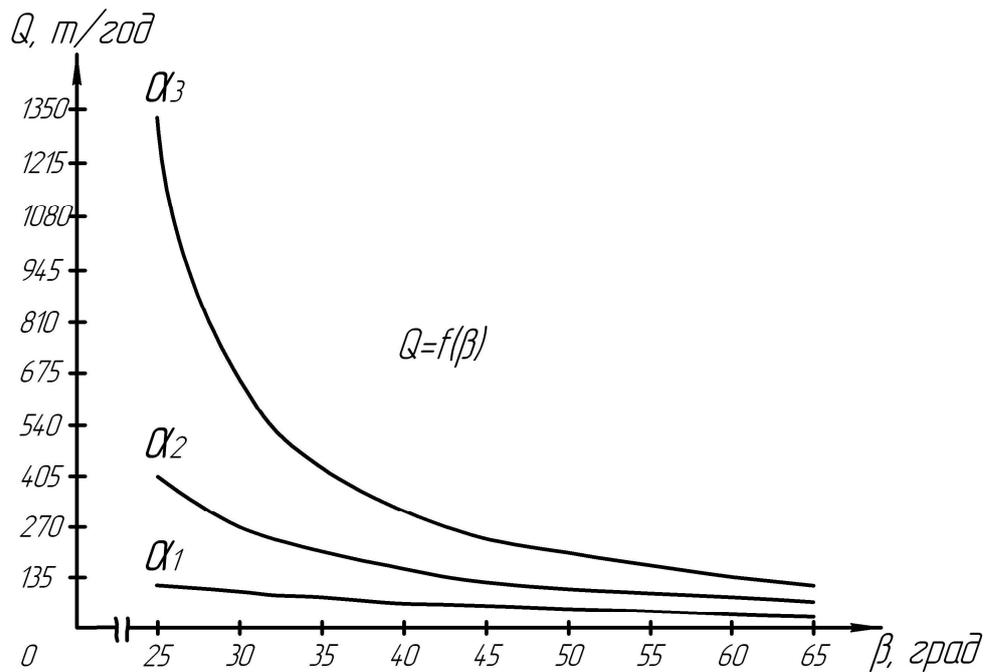


Рисунок 5 - Зміна продуктивності конвеєра від кута його нахилу при різних кутах лотковості стрічки

Выводы и направления дальнейших исследований.

1. При одинаковых углах наклона конвейера можно получить разный объем и длину транспортируемого груза, удерживаемого одной перегородкою, а также его погонную массу и производительность за счет изменения лотковости ленты.

2. С увеличением угла наклона конвейера его производительность снижается (например, при $\beta=25$ градусов $Q=405$ т/ч, а при $\beta=60$ градусов $Q=67,5$ т/ч). Однако, как показывают расчеты (таблица 2), при увеличении угла лотковости ленты снижение производительности компенсируется увеличением объема транспортируемого груза.

3. Полученные зависимости позволяют выбирать оптимальные углы наклона конвейера β и лотковості ленты α для конкретных условий эксплуатации конвейера и свойств груза и обеспечить требуемую производительность конвейера.

Список источников

1. Спиваковский А.О. Развитие и совершенствование шахтного и карьерного транспорта. – М.: «Недра», 1973. – 363.
2. Черненко В.Д. Теория и расчет крутонаклонных конвейеров. - Л.: Изд-Во Ленингр. унта, 1985.-292 с.
3. Расчеты и проектирование транспортных средств непрерывного действия. / А.И. Барышев, В.А. Будишевский, Н.А. Скляр и др. . Учебное пособие для ВУЗов. Под общей. ред. В.А. Будишевского. - Донецк, 2005 – 689с.

4. Урумов С.Т., Данияров А.Н. Рациональные параметры грузонесущих лент крутонаклонных конвейеров. Известия высших учебных заведений. Горный журнал. - 1992. - №6 –С. 77-79
5. Черненко В.Д. Выбор геометрических параметров желобчатой ленты крутонаклонного конвейера. - Физ.-техн. проект. разработки полезн. ископ., 1977, Л4, с.64-69.

Я.Г. Захарян, М.А.Скляр. Встановлення залежності параметрів крутопохилого стрічкового конвеєра від величини кута нахилу і кута лотковості стрічки.

Приведені результати визначення параметрів крутопохилого стрічкового конвеєра, встановлені залежності погонної маси вантажу, довжини і об'єму його на одній перегородці, а також продуктивності конвеєру від кута нахилу конвеєру та кута лотковості стрічки.

Параметр, залежність, кут, вантаж, стрічка, конвеєр, перегородка, продуктивність, лотковість, нахил, крутопохилий

В.Г. Кондратенко, канд. техн. наук, доц.,
М.С. Процай, магистр, Красноармейский индустриальный
институт ГВУЗ «Донецкий национальный технический
университет»

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИСКОВОГО РАЗГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА ШАХТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Розглянуті результати дослідження дискового розвантажувального пристрою шахтних відцентрових насосів.

Опыт эксплуатации центробежных шахтных насосов ЦНС 300-120...600 свидетельствует о низкой надежности и недолговечности такого ответственного узла, как гидравлическое разгрузочное устройство. Быстрое изнашивание деталей разгрузочного устройства вызывает необходимость в их постоянном пополнении. В связи с этим шахта привлекает другие организации для изготовления сменных колец разгрузки. При этом шахта тратит дополнительные средства. Полученный статистический анализ работы насосов ЦНС 300-120...600 в шахтных условиях показал, что время их эксплуатации между двумя ремонтами разгрузочного устройства насоса составляет в среднем 50 часов. Вследствие чего теоретические и экспериментальные исследования и усовершенствование дисковых разгрузочных устройств шахтных насосов представляют и в настоящее время актуальную научную задачу, решение которой имеет большое практическое значение для угольной промышленности.

Согласно принципа работы разгрузочного устройства, при уменьшении (увеличении) ширины торцевой щели (это может быть вызвано кратковременным изменением осевой силы), давление воды между разгрузочными кольцами возрастает (убывает) и уравновешивающая сила, действующая на разгрузочный диск, возвращает ротор насоса в прежнее состояние.

Чтобы не допустить во время работы разгрузочного устройства чрезмерных изменений зазора торцевой щели, необходимо наличие крутой характеристики, определяющей зависимость изменения уравновешивающей силы от зазора щели (чтобы даже незначительное изменение торцевого зазора резко изменяли уравновешивающую силу).

Согласно определениям источника [1], система узла разгрузки при малых отклонениях ротора насоса от положения равновесия яв-

ляется статически устойчивой. Но чем больше крутизна характеристики, тем более устойчива работа разгрузочного устройства.

На основании теоретических исследований была получена зависимость крутизны характеристики $\left| \frac{dF}{dx} \right|$ для различных значений торцевого зазора x [2].

График этой зависимости для насоса ЦНС 300- 600 представлен на рисунке 1.

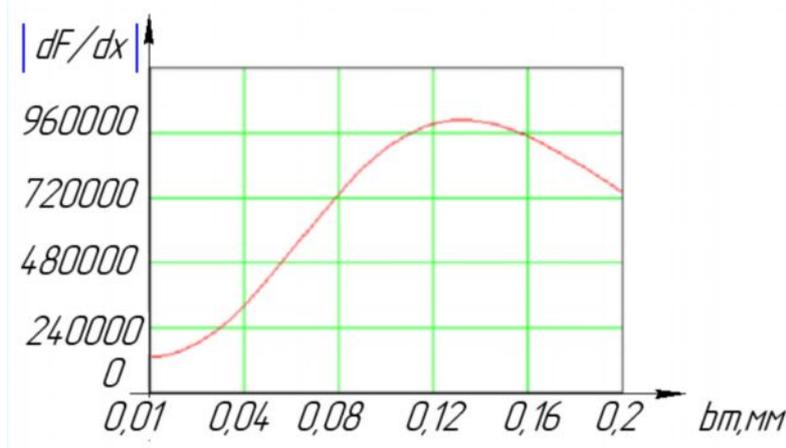


Рисунок 1 – График крутизны характеристики $\left| \frac{dF}{dx} \right|$.

Дальнейшие исследования этой зависимости позволили получить уравнение, связывающее гидравлические и конструктивные параметры разгрузочного узла для наиболее устойчивой его работы:

$$CSx^4 + 2CKx^3 - SBx - KB = 0, \quad (1)$$

где $C = \frac{\xi_k R_g^2}{R_{gm}^2 b_k^2}$, $B = \frac{\lambda_m (R_H - R_g)}{2} \cdot \frac{R_g}{R_H}$, $K = DB - EH$, $S = DA - EM$,

$$D = R_H^2 - R_{gm}^2, \quad E = R_H^2 - R_g^2, \quad H = \frac{\lambda_m (R_H - R_g) R_g}{2(R_H - R_g)}, \quad A = \xi_{вх} + \xi_{вых} \frac{R_g^2}{R_H^2},$$

$$M = \frac{2R_g^2 \ln\left(\frac{R_g}{R_H}\right)}{R_H^2 - R_g^2} + \xi_{вх},$$

ξ_k - коэффициент сопротивления кольцевой щели;

R_B - внутренний радиус колец разгрузки;

R_H - наружный радиус колец разгрузки;

R_{BT} - радиус дистанционной втулки;

b_k - ширина кольцевого зазора;

b_{m2} - ширина торцевой щели;

λ_{m2} - коэффициент сопротивления трения;

$\xi_{вх}$ - коэффициент сопротивления при входе в торцевую щель;

$\xi_{вых}$ - коэффициент сопротивления при выходе с торцевой щели.

Вывод: уравнение (1), связывающее гидравлические и конструктивные параметры разгрузочного узла для наиболее устойчивой его работы необходимо использовать при разработке методики расчета разгрузочных устройств шахтных центробежных насосов.

Список литературы

1. Яблонский А.А., Никифорова В.М., Курс теоретической механики ч. I. Статика, Кинематика: Учебник: 4-е изд. перераб. М.: Высшая школа. - 1971. – 424 с.
2. Кондратенко В.Г., Процай М.С. – Исследование уравновешивающей силы дискового разгрузочного устройства шахтного центробежного насоса. Сучасні аспекти механізації та автоматизації енергоємних виробництв. Збірник матеріалів II регіональної науково-практичної конференції, Красноармійський індустріальний інститут ДВНЗ ДонНТУ, 25 квітня 2013 р. – Донецьк: ТОВ “Цифрова типографія”, 2013. – 300с

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ПРИВОДОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ

А.С. Краснопольская, студ.,
В.А. Тарасенко, канд. техн. наук, доц.
Донецкий национальный технический университет

Основным направлением механизации горнопроходческих работ в угольной промышленности является дальнейшее развитие комбайнового способа проходки и более широкое применение комплексов горнопроходческого оборудования. Применение проходческих комбайнов позволяет повысить производительность работ в 2-2.5 раза, снизить стоимость проведения подготовительных выработок, а также обеспечить высокие темпы их проведения. При подземном способе добычи угля главная роль принадлежит очистным и проходческим работам. Поэтому все усилия инженеров, ученых и конструкторов направлены на создание и совершенствование, в первую очередь, очистного и проходческого оборудования.

Принципиальные конструктивные решения отечественных комбайнов являются прогрессивными, что подтверждается опытом их эксплуатации, как в нашей стране, так и за рубежом. Тем не менее, возрастающий объем проведения выработок комбайновым способом предъявляет новые, еще более повышенные требования, как к конструкциям комбайнов, так и к техническим показателям их работы.

Из известных конструкций проходческих комбайнов, в данное время, получили широкое распространение комбайны избирательного действия с исполнительным органом на поворотной стреле (КПД, П110, КСП32, 1ГПКС и т.д.). Такие комбайны позволяют осуществлять обработку забоя выработок разнообразных форм и сечений, а также делать осуществлять отдельную выемку угля и породы.

Рассмотрим конструктивные особенности привода исполнительного органа проходческого комбайна КПД. Стреловидный телескопический исполнительный орган (ИО) с поперечной осью вращения, обеспечивает эффективное разрушение горного массива с сохранением устойчивого положения комбайна и уменьшения переборов породы при проведении выработок малых сечений. В конструкции предусмотрена возможность установки трех типов электродвигателей привода исполнительного органа – с номинальной мощностью 110 и 132 кВт ($n = 1500$ об/мин) и двигателем мощностью 75 кВт ($n = 1000$

об/мин), что позволяет получить две скорости резания (для слабых пород и для более крепких абразивных пород) и обеспечить выбор наиболее экономически эффективного режима резания пород различной прочности.

Последовательное включение с задержкой по времени двух двигателей в приводе исполнительного органа облегчает запуск комбайна, снижает пусковые токи обеспечивает возможность работы в выработке длиной до 1400 м без переустановки трансформаторной подстанции. Использование в исполнительном органе гидрозажимов компенсирует износ направляющих при телескопировании, что позволяет за счет увеличения жесткости конструкции снизить уровень вибрации и повысить производительность.

Конструктивные особенности привода исполнительного органа проходческого комбайна П110 заключаются в следующем: двухскоростной редуктор исполнительного органа позволяет изменять скорость вращения коронок и выбирать наиболее производительные режимы в зависимости от крепости разрушаемых пород. Переход на малую скорость при разрушении крепких пород уменьшает динамические нагрузки, снижает пылевыделение, увеличивает стойкость резцов. На малых скоростях вращения возможна работа от одного двигателя.

В комбайне увеличена жесткость стрелы исполнительного органа за счет замыкания контура направляющих телескопического выдвижения и применена режущая коронка новой конструкции.

Особенностью конструкции комбайна КСП32 является наличие системы орошения в исполнительном органе с подачей воды под резцы и системой пылеотсоса, расположенной над редуктором ИО, наличие средств дистанционного и программного (автоматического) управления и авторегулятора нагрузки на ИО.

К особенностям конструкции комбайнов типа КСП32 относятся:

- фрезерные ИО выполнены на основе корпуса в виде продольно-осевых коронок, имеющих форму полусферы и оснащенных резцовым рабочим инструментом;
- подсистемы привода ИО - однодвигательные, с одной скоростью резания;
- подсистемы подвески и перемещения ИО - с верхним расположением опор для поворотной турели; регулирование скорости подачи ИО отсутствует.

Коническая коронка комбайна КСП32, закрепленная на конусном выходном конце вала стрелы с помощью шпонки и забурника, выполнена в виде полый параболоидной отливки с приваренными унифицированными кулаками. Съемная ступица коронки фиксируется в пазу ее корпуса с помощью квадратного фланца. Коронка оснащается резцами И-90 или И-90МБ. Унифицированные кулаки допускают два варианта крепления резцов: болтовое и безболтовое. Болтовое крепление осуществляется стопорами через резьбовые гнезда, безболтовое – фиксаторами и полиуретановыми амортизаторами, собранными внутри кулака в специальном гнезде. Для извлечения резцов из кулаков при безболтовом крепении нажимают на хвостовик резца специальным ключом через боковые отверстия в кулаках.

Стрела исполнительного органа комбайна является промежуточным звеном между отбойной коронкой и редуктором и состоит из литого корпуса и вала, опирающегося на два сферических роликотоподшипника и один упорный подшипник. Редуктор исполнительного органа состоит из корпуса, крышки, проставки и четырех пар цилиндрических прямозубых шестерен. Выходные валы редуктора с валом стрелы и валом электродвигателя соединяются через зубчатые муфты. Наружные боковые стенки редуктора имеют продольные пазы типа «ласточкин хвост» для осуществления подвижного соединения редуктора в сборе с балками рамы исполнительного органа.

Применение на исполнительном органе проходческого комбайна 1ГПКС системы подачи воды в зону разрушения в сочетании с внешним орошением двумя гидрореактивными пылеподавателями значительно снижает уровень запыленности и обеспечивает защиту от фрикционного искрения, что улучшает условия труда и повышает безопасность на рабочем месте оператора. Резцовая коронка представляет собой литой конический барабан с приваренными к его поверхности кулаками для крепления резцов типа РКС1 или РКС2.

Поворотная рама ИО представляет собой сборную П-образную конструкцию, состоящую из двух продольных балок и литого поперечного основания. В верхней части поворотной рамы крепятся кронштейны гидроцилиндров телескопического перемещения ИО. Редуктор привода ИО состоит из корпуса и четырех пар цилиндрических прямозубых шестерен.

В таблице приведены основные параметры привода исполнительных органов проходческих комбайнов.

Таблица – Параметры привода ИО проходческих комбайнов

| Проходческий комбайн | П110 | КПД | КСП32 | 1ГКПС |
|--|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| Частота вращения ИО n , об/мин. | 36/65 | 15 | 35 | 54,5/62,7 |
| Передаточное отношение, U | 28,4/63,9 | 21,3/26,4 | 42 | 23,5/27 |
| Максимальный диаметр ИО, мм | 900 | 900 | 1100 | 800 |
| Максимальная абразивность разрушаемых пород, мг | 15 | 15 | 15 | 15 |
| Размах стрелы исполнительного органа, мм, – ширина – высота (от уровня почвы) – ниже уровня почвы | 7000 5200 315 | 4050 4700 170 | 6700 4700 330 | 4050 4700 200 |
| Предел прочности разрушаемых пород, МПа, до | 100 | 110 | 100 | 70 |
| Телескопичность стрелы, мм | 555 | 600 | 500 | 500 |
| Номинальная мощность электродвигателя исполнительного органа, кВт | 110 | 110, 132 (75) | 120 | 75 |

Таким образом, анализируя конструктивные особенности приводов исполнительных органов проходческих комбайнов, можно сделать вывод, что одним из вариантов конструкций, обеспечивающих две скорости вращения являются комбайны П110 и 1ГКПС. Это является весьма целесообразным при разрушении породных массивов с различной крепостью или при отдельной обработке забоя с выемкой породы и угля. Обеспечение помимо двух скоростей еще и оперативного переключения между ними является важной конструкторской задачей, что может быть рекомендовано для усовершенствования конструкции привода исполнительного органа одного из этих комбайнов.

Список источников

1. Гірничі машини для підземного видобування вугілля: Навч. посіб. для вузів / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкін, М.М. Лисенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев; Під заг. ред. П.А. Горбатова. – 2-ге вид. Перероб. і доп. – Донецьк: Норд Комп'ютер, 2006 – 669с.: іл..
2. Топорков А.А. Машинист горных выемочных машин – М.: Недра, – 1991. – 334 с.

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ТИПА КДК400

А.В. Криконюк, инженер, **В.А. Тарасенко**, канд. техн. наук, доц., **А.Н. Сурженко**, канд. техн. наук, доц.
Донецкий национальный технический университет

Значительная часть добычи угля, являющегося одним из основных источников энергии в топливно-энергетическом балансе Украины и важнейшим сырьем для металлургической и химической промышленности, сосредоточена на угольных шахтах Донбасса. Одним из важнейших направлений в области подземной добычи угля является создание новых и совершенствование существующих средств механизации для проведения очистных работ, которые обеспечивают повышение их производительности.

Повышение производительности механизированных комплексов неразрывно связано с увеличением энерговооруженности очистных комбайнов и обеспечением их надежной работы. При этом машины для выемки пластов средней и малой мощности могут оснащаться двумя электродвигателями привода исполнительных органов (ИО), мощность каждого из которых может составлять 200кВт и более.

Однако, часто использование таких мощных двигателей является неоправданным и не дает планированного прироста производительности машины. Это объясняется тем, что не всегда удается реализовать работу очистного комбайна в рациональном режиме, вследствие чего избыточная мощность привода расходуется не продуктивно на разрушение угольного массива с не оптимальными (минимальными) удельными энергозатратами.

Для шнековых исполнительных органов рациональная величина сечения стружки, при которой удельные энергозатраты будут находиться в оптимальной зоне, в зависимости от хрупко-пластических свойств разрушаемого пласта, составляет 15-30см². Поэтому разработка рациональных конструкций исполнительных органов на основе рациональных схем набора является достаточно актуальной задачей.

Для достижения указанной цели в работе поставлены и решенные следующие основные задачи:

1) для заданных горно-геологических условий определена и спроектирована рациональная схема набора исполнительных органов

резцами на основании методики, разработанной на кафедре «Горные машины» ДонНТУ;

2) разработана работоспособная и надежная конструкция шнекового ИО применительно для очистного комбайна КДК400 с новой схемой набора резцов.

В качестве исходных данных были приняты условия залегания пласта m'_8 ООО «Шахтоуправление «Садкинское», а именно: мощность пласта: $H_p = 1,66-1,96$ м; угол падения $\alpha = 10^\circ$; средняя сопротивляемость угля резанию $A_p = 270$ кН/м; показатель степени хрупкости $E = 3.2$; плотность угля $\gamma = 1.4$ т/м³.

Новая конструкция шнекового исполнительного органа комбайна КДК400 для заданных условий приведена на рис. 1. Расчетная схема набора шнека приведена на рис. 2.

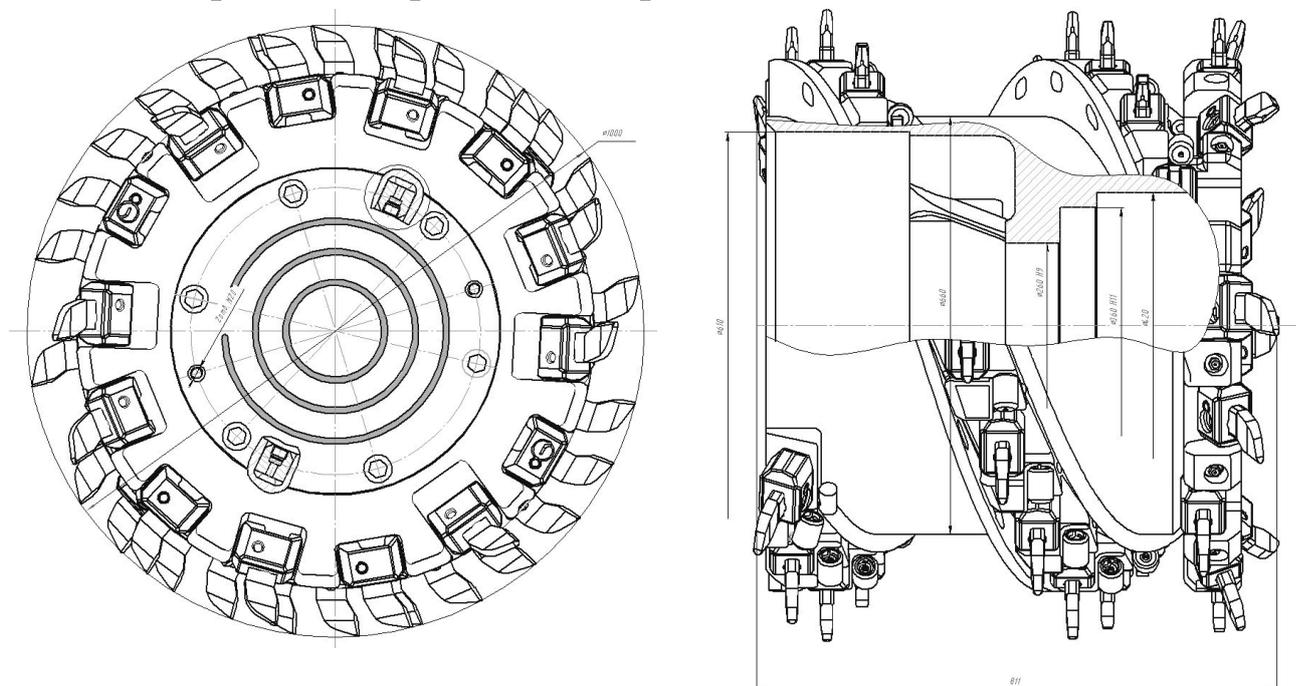


Рисунок 1 – Шнековый исполнительный орган комбайна КДК400

В забойная группа включает в себя 22 реза – 11 линий резания по 2 резца в каждой, кутковая группа – 2 линии резания по 2 и 3 резца в каждой и крайняя кутковая группа содержит 4 резца в одной линии резания. В итоге на шнек устанавливается 31 резец. Диаметр шнека принят 1.0 м и расчетная ширина захвата составила 811 мм.

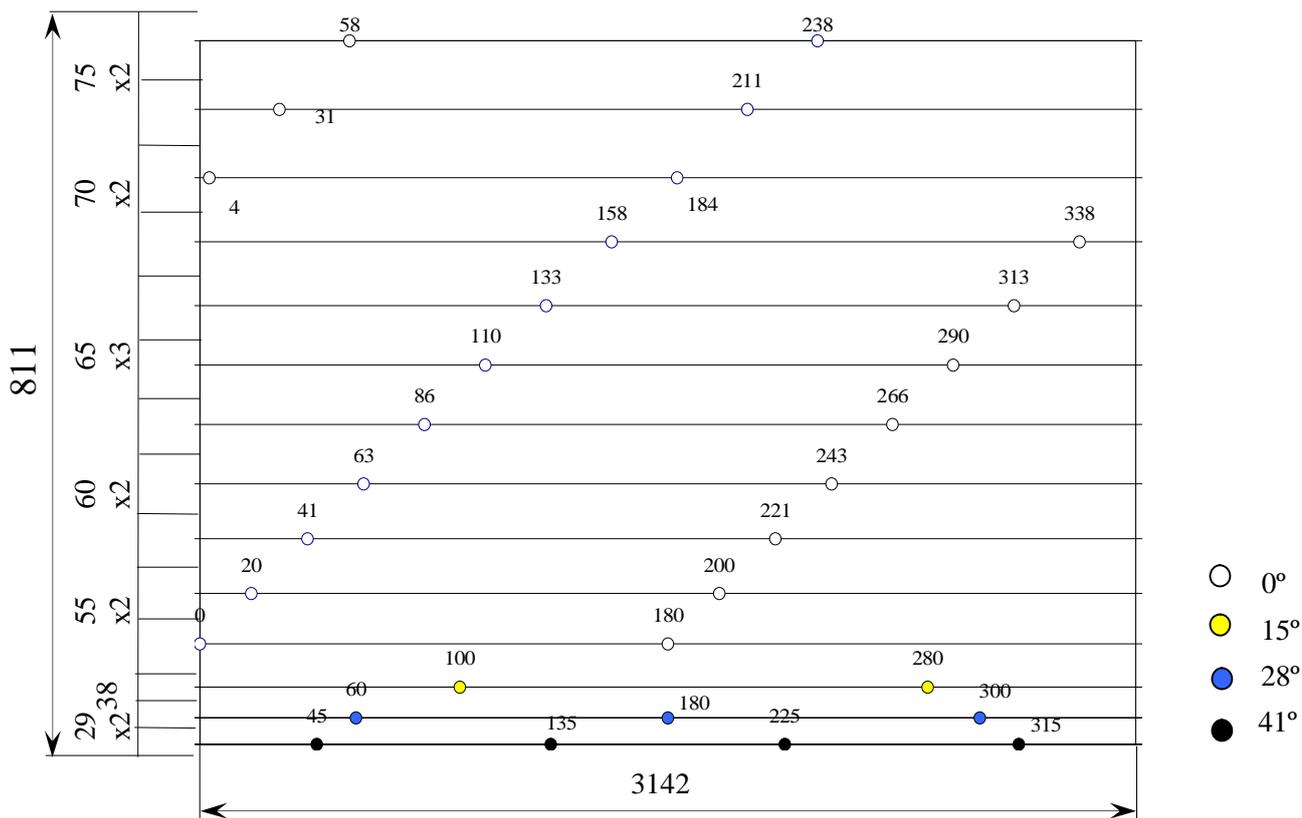


Рисунок 2 – Схема набора рабочего инструмента на ИО комбайна КДК400

Схема установки кутковых и крайних кутковых резцов по направлению подачи в соответствующих линиях резания приведена на рис. 3.

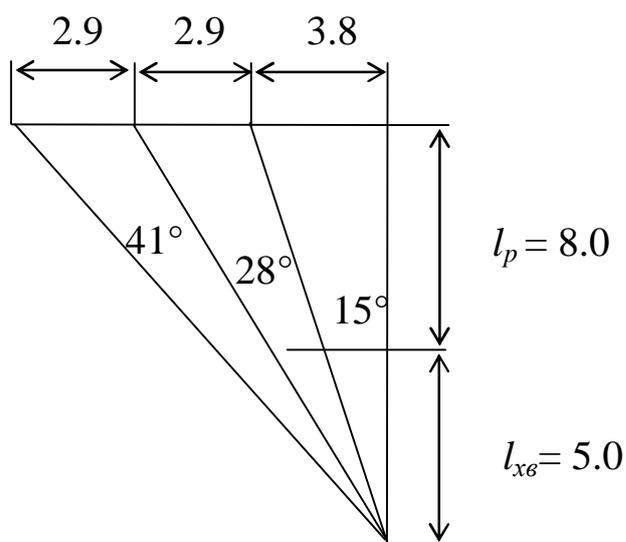


Рисунок 3 – Схема установки резцов по направлению подачи в кутковых линиях резания

Для заданных условий и новой конструкции ИО определены нагрузки, возникающие при разрушении угольного массива и исходя из найденных нагрузок рассчитаны передаточное отношение редуктора ($U_p = 24.2$) и частота вращения шнеков ($n_{ш} = 60.8$ об/мин); выполнены проверочные расчеты выходной зубчатой передачи на контактную и изгибную выносливость, расчеты выходного вала основного редуктора на статическую и усталостную прочность и проверочные расчеты шлицевого соединения при наибольших нагрузках.

Как показали расчеты, запасы прочности для вала составляют 17.3 для статической прочности и 4.9 для усталостной прочности. Усталостная прочность зубьев по контактной выносливости составляет 989 МПа (допустимые значения 1179 МПа) и по изгибной выносливости для двух зубчатых колес 180 МПа и 157 МПа против допустимых значений 754 МПа и 739 МПа.

Техническая производительность комплекса оборудования с усовершенствованным очистным комбайном КДК400, механизированной крепью ЗКД90 и забойным скребковым конвейером СП251 для условий пласта m'_8 ООО «Шахтоуправление «Садкинское» составляет 179 т/ч, сменная эксплуатационная производительность 1020 т/см, а удельные энергозатраты 0.653 кВтч/т.

Таким образом, параметры прочности элементов редуктора соответствуют требованиям ГОСТ 21354-87 и ОСТ 12.44.097-83, что подтверждает правильность выполненных расчетов и принятых конструктивных решений, а параметры производительности и удельных энергозатрат соответствуют требуемым на предприятии значениям.

Список источников.

1. Обладнання очисних вибоїв вугільних шахт / Укл. В.П. Кондрахін В.П., М.І. Стадник, Г.В. Петрушкін, М.М. Лисенко – Донецьк: ДонНТУ, 2008. – 90с.
2. Учебное пособие к практическим занятиям по дисциплине «Проектирование и конструирование горных машин и комплексов» (для студентов направления подготовки 09216 «Инженерная механика», специальности «Горное оборудование» (КПМО) всех форм обучения) / В.Г. Гуляев, Н.М. Лысенко – Донецк: ДонНТУ, 2010. – 120 с.
3. Гірничі машини для підземного видобування вугілля: Навч. посіб. для вузів / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкін, М.М. Лисенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев; Під заг. ред. П.А. Горбатова. – 2-ге вид. Перероб. і доп. – Донецьк: Норд Комп'ютер, 2006 – 669с.: іл.
4. Методичні вказівки до виконання курсового проекту по курсу "Гірничі машини і комплекси для видобування та збагачення корисних копалин" / Укладач: В.Г. Потапов, - Донецьк: ДонНТУ, 2011. - 59.с.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ПОГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ШНЕКОВЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ ОТРАБОТКИ ТОНКИХ ПЛАСТОВ

Н.М. Лысенко, канд. техн. наук, доц.,
А.Н. Барков, Л.А. Макарова, студенты,
Донецкий национальный технический университет

На основе анализа особенностей процесса погрузки разрушенного угля шнеками малого диаметра рассмотрен один из возможных путей повышения их погрузочной способности за счет существенного раскрытия окна выгрузки, приводящего к соответствующему увеличению относительной продолжительности цикла выгрузки угля из рабочего пространства шнека, и проработан наиболее приемлемый вариант конструктивного изменения структуры шнекового исполнительного органа, обеспечивающий реализацию данного решения

Очистной комбайн, шнек, погрузочная способность, окно выгрузки, летающие кулаки

Угольная промышленность Украины, обеспечивающая добычу и первичную переработку каменного и бурого угля, является одной из основных отраслей топливно-энергетического комплекса нашего государства.

При ограниченности запасов других энергоносителей, собственный уголь может в значительной степени удовлетворить потребности хозяйства Украины в энергетическом и минеральном сырье, поэтому наращивание его добычи имеет исключительно важное значение для обеспечения экономической безопасности государства. Решение указанной задачи требует, в частности, обеспечения угольной промышленности эффективными средствами механизации интенсивной выемки угольных пластов и внедрения новых эффективных технологий выемки полезного ископаемого.

Дальнейшее повышение производительности труда, нагрузки на лаву и улучшение других технико-экономических показателей работы шахт обуславливает необходимость в создании высокопроизводительных и надежных горных машин и в первую очередь – очистных комбайнов, являющихся определяющим звеном во всей технологической цепи добычи угля. Следует отметить, что указанный тезис в первую очередь относится к очистным комбайнам, предназначенным для добычи угля из тонких пластов, в которых сосредоточено значи-

тельное количество угля, причем углей коксующихся марок. Для Донбасса, например, относительное количество угля, сосредоточенного в тонких пластах, оценивается примерно в 85% [1].

Как показывает практика высокопроизводительная работа очистных комбайнов для тонких пологих пластов, а для комбайнов со смещенным с конвейера в сторону пласта основным их корпусом (комбайны типа К-103М, УКД 200-250, УКД 300, УКД 400 и др.) и вообще возможность работы по добыче угля, обуславливается погрузочной способностью шнековых (наиболее распространенных в настоящее время) исполнительных органов.

Повышение производительности очистных комбайнов, предназначенных для выемки угля из тонких пологопадающих пластов, требует разработки способов и средств повышения погрузочной способности их шнековых исполнительных органов и создания на данной основе высокопродуктивных шнековых систем выгрузки угля. Для этого, прежде всего, необходимо проанализировать применительно к шнекам малого диаметра (менее 0,9м) процесс накопления разрушенного угля в их межлопастном рабочем пространстве с последующей выгрузкой его на забойный конвейер.

В соответствии с ранее выполненным на кафедре «Горные машины» ДПИ под руководством проф. Бойко Н.Г. с участием проф. Нечепалева В.Г. целым рядом комплексных НИР по изучению особенностей и установлению основных закономерностей процесса погрузки разрушенной угольной массы шнековыми исполнительными органами малого диаметра [2, 3, 4 и др.] указанный процесс следует рассматривать как результат совмещения в пространстве и времени следующих трех составляющих процессов:

- формирование рабочего (свободного для заполнения разрушенным углем) объема V_p шнека;
- заполнение рабочего объема шнека разрушенным им же углем V_y ;
- открытие и закрытие окна выгрузки с изменением в указанном диапазоне времени площади его поперечного сечения соответственно от минимально допустимой величины $F_{ок. min}$, через которую уже может производиться выгрузка угля полученного гранулометрического состава, до максимально возможной ее величины $F_{ок. max}$.

На качественном уровне изменение указанных трех составляющих процессов во времени с привязкой их к текущим оборотам ис-

полнительного органа может быть проиллюстрировано в виде рис. 1, который был синтезирован в работах [2, 3] применительно к рассматриваемым вопросам в рамках тематики погрузочной способности шнеков малого диаметра.

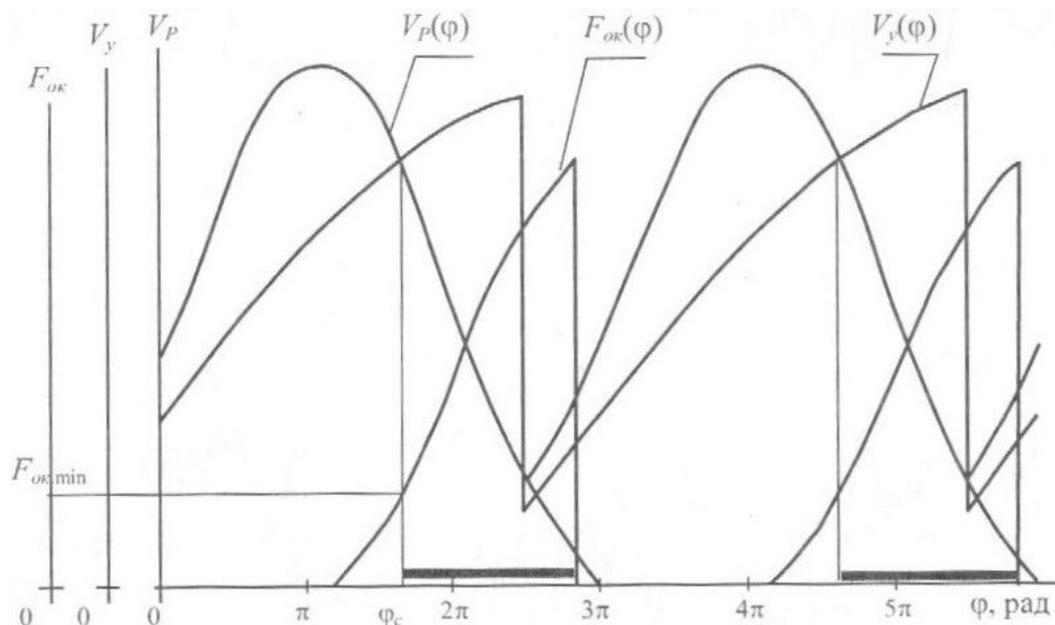


Рис.1 – Графическое представление процесса погрузки разрушенного угля шнеком малого диаметра

Из рис. 1 следует, что при повороте исполнительного органа на некоторый угол φ_c , характеризующийся равенством объемов свободного пространства шнека и поступившего в него разрушенного угля, может начаться процесс выгрузки угля из рабочего пространства и погрузки его на забойный конвейер, если при этом окно выгрузки будет находиться в открытом состоянии и площадь его поперечного сечения будет не менее $F_{ок.min}$.

Таким образом, как отмечает автор монографии [2], процесс погрузки разрушенной угольной массы шнековыми исполнительными органами малого диаметра имеет прерывистый характер – погрузка чередуется с паузой. Соотношение между продолжительностью погрузки угля и паузой, которое, по сути, определяет погрузочную способность (производительность по погрузке) рассматриваемых шнековых исполнительных органов, с одной стороны обуславливается режимом работы комбайна по разрушению пласта, геометрическими параметрами самого шнека, мощностью пласта и др., а с другой стороны существенно зависит от величины площади поперечного сече-

ния окна выгрузки и длительности нахождения его в открытом состоянии в течение одного оборота исполнительного органа.

Исходя из выше проведенного анализа, можно сделать вывод, что наряду с известными способами повышения погрузочной способности шнековых исполнительных органов очистных комбайнов для тонких пластов (реализация переменного шага навивки погрузочных лопастей, использование гидродинамического влияния на поток выгружаемого угля [5] и др.) следует также сконцентрироваться на поиске нетрадиционных решений по возможно максимальному раскрытию окна выгрузки путем изменения структуры самих шнековых исполнительных органов и компоновочных решений их подсистем подвески и регулирования в составе указанных очистных машин.

Рассмотрим и проанализируем три возможные компоновочные схемы подсистем подвески и регулирования положения шнековых исполнительных органов, представленные на рис.2.

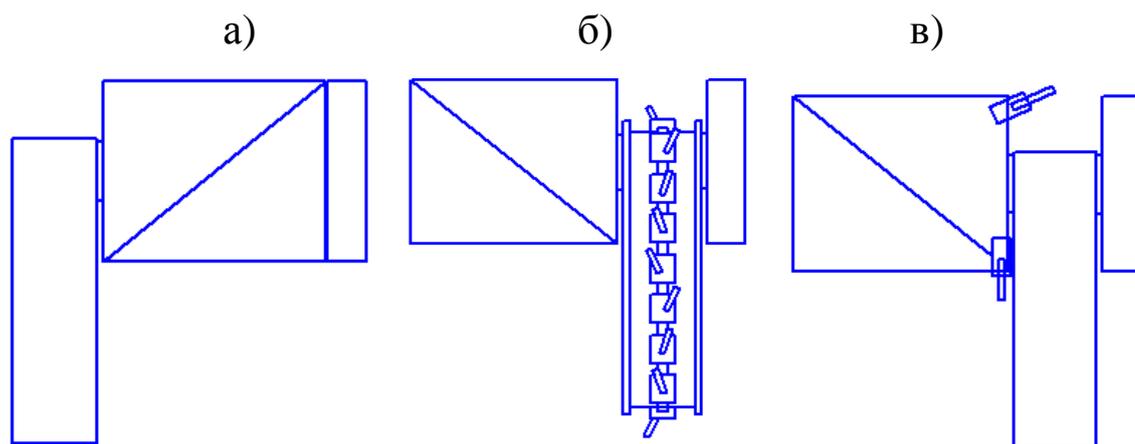


Рис. 2 – Возможные компоновочные решения подсистем подвески и регулирования положения шнековых исполнительных органов очистных комбайнов

Схема а) является традиционной компоновочной схемой широко используемой практически при проектировании всех очистных комбайнов, в том числе и машин для выемки тонких пластов. Она характеризуется тем, что корпус поворотного редуктора (или поворотного блока резания применительно к очистным комбайнам нового поколения) располагается со стороны завального (разгрузочного) торца шнека. В указанном корпусе находятся опорные узлы выходного вала редуктора режущей части, на котором консольно устанавливается шнек. При такой компоновочной схеме крутящий момент на выходной вал передается посредством закрытых зубчатых передач (конеч-

ный участок кинематической цепи, как правило, формируется из двух или трех паразитных шестерен), а погрузочные лопасти шнека, располагающиеся на ступице шнека в виде винтовых спиралей, перекрывают 80 – 90 процентов ширины его захвата. Забойный торец шнека при этом выполняется в виде отрезного диска, который перекрывает оставшуюся часть ширины захвата шнека.

Основной недостаток данной компоновочной схеме с позиции погрузочной способности шнековых исполнительных органов малого диаметра состоит в следующем:

- во-первых, корпус поворотного редуктора, располагаясь между разгрузочным торцом шнека и рештачным ставом забойного конвейера, перекрывает окно выгрузки, в результате чего существенно уменьшается площадь окна выгрузки и сокращается длительность периода времени, в течение которого окно выгрузки за один оборот шнека будет находиться в открытом состоянии;

- во-вторых, применительно к очистным комбайнам, у которых основной корпус относительно конвейера смещен в сторону забоя, разгрузочный торец шнека отодвинут от конвейера на ширину корпуса поворотного редуктора (примерно на 30-40см), что приводит к образованию между рештаками конвейера и разгрузочным торцом шнека своеобразного «валка» из разрушенного угля, увеличивающего сопротивление перемещению потока погружаемого угля.

В схемах б) и в) корпус поворотного редуктора в отличие от вышерассмотренной традиционной компоновочной схемы предлагается сместить практически к отрезному диску шнека, что позволит полностью раскрыть окно выгрузки в районе его завального торца.

Крутящий момент к исполнительному органу на схеме б) осуществляется при помощи силовой режущей цепи (по аналогии с комбайном КА80), которая также должна обеспечивать разрушение угольного массива в пределах ширины корпуса поворотного редуктора. На схеме в) крутящий момент на выходной вал передается, по аналогии с традиционной схемой а), посредством закрытых зубчатых передач, а разрушение угольного массива в пределах ширины корпуса поворотного редуктора осуществляется при помощи специальных летающих (поворотных) кулаков. Причем поворотные кулаки предлагается устанавливать на шнеке, только с завальной стороны корпуса поворотного редуктора, исходя из возможности оснащения погрузочными лопастями как можно большей части (по ширине захвата) комбинированного исполнительного органа.

Следует отметить, что две последние схемы, координально обеспечивающие решение вопроса по раскрытию окна выгрузки комбинированного шнекового исполнительного органа, вместе с тем имеют свои недостатки.

Силовая режущая цепь, находясь в конце кинематической цепи трансмиссии подсистемы привода исполнительного органа, подвержена действию высоких нагрузок и как следствие (исходя из опыта эксплуатации комбайна КА80) имеет сравнительно невысокую надежность. Кроме этого режущая цепь будет способствовать накоплению штыбовых фракций разрушаемого угля в области опорных узлов ведущей звездочки, что будет отрицательно сказываться на ресурсе работы соответствующих подшипников вследствие загрязнения их смазки угольной пылью. Наличие движущейся режущей цепи также, несомненно, усложнит конструктивную реализацию узла, обеспечивающего регулирование положения исполнительного органа по мощности вынимаемого пласта.

Установка поворотных кулаков только с завальной стороны корпуса поворотного редуктора накладывает существенные ограничения на габаритный размер его корпуса по ширине в зоне прохождения поворотных кулаков. Это ограничение связано с тем, что величина шага резания для резцов, устанавливаемых в поворотных кулаках, не должна превышать 60 мм. Данное ограничение требует серьезной проработки, поскольку при этом автоматически необходимо будет решать вопрос с обеспечением несущей способности паразитных шестерен с достаточно узким зубчатым венцом.

На основании выше изложенного можно на экспертном уровне в качестве наиболее приемлемого варианта с позиции повышения погрузочной способности шнековых исполнительных органов очистных комбайнов для тонких пластов рекомендовать в качестве возможной проектной разработки вариант комбинированного исполнительного органа, характеризующийся наличием поворотных кулаков. При этом можно предположить, что разрушаемый уголь перед корпусом поворотного редуктора частично будет проталкиваться поворотными кулаками в зону активного действия погрузочных лопастей. Оставшаяся масса разрушенного угля, в том числе и отрезным диском, будет располагаться в технологических зазорах, образующихся в процессе выемки между почвой и грудью забоя с одной стороны и корпусом комбайна с другой стороны, что имеет место и при работе всех серийных

комбайнов с характерной компоновочной схемой (корпус машины смещен относительно рештачного става забойного конвейера в забой)

Список источников

1. Антипова Н. П. разработка тонких пластов – основной резерв роста объема угледобычи // Уголь Украины. – 2007. - №7. – С. 13-16.
2. Бойко Н. Г. Монография :Очистные комбайны для тонких пологих пластов. – Донецк: ГВУЗ «ДонНТУ», 2010.- 476 с.
3. Бойко Н.Г. Погрузка угля очистными комбайнами.- Донецк: РВА ДонНТУ, 2002.- 157 с.
4. Бойко Н.Г., Тарасевич В.И., Нечепаев В.Г. Заполнение шнека очистного комбайна разрушенным углем. Изв. Вузов, Горный журнал, 1980, №4, - С.96-99.
5. Нечепаев В.Г. Основы теории функционирования и синтеза шнековых систем активной выгрузки угля очистных комбайнов. Дисс. ... докт. техн. наук. – Донецк, ДонНТУ, 2002. - 354с.

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЭРЛИФТНЫХ УСТАНОВОК В СИСТЕМАХ ГИДРОЗОЛОШЛАКОУДАЛЕНИЯ ТЭС

А.Д. Маркин, д-р техн. наук, проф.,

Е.Ю. Кононенко, магистрант,

Донецкий национальный технический университет

Наведено переваги та недоліки, метод розрахунку та приклади використання ерліфтних установок для видалення золошлакових відходів в умовах теплових електростанцій, які працюють на твердому паливі.

При гидравлическом способе транспортирования золошлаков на золоотвалы в качестве средств перекачки традиционно используются грунтовые (багерные) насосы. Однако значительный абразивный износ проточной части насоса, необходимость в заглублении установки ниже уровня пола котельного отделения, его ослабление длинными золошлаковыми каналами и большой удельный расход технической воды зачастую снижает эффективность применения багерных насосных.

Повысить надежность системы гидрозолошлакоудаления (ГЗУ) в ряде случаев возможно применением эрлифтных установок (рис. 1), срок службы которых, в большинстве случаев, превосходит межремонтный период энергоблока. Расположение электросилового оборудования выше уровня пола котельного отделения, возможность размещения эрлифтов в непосредственной близости от источников золошлаков с сокращением длины золовых и шлаковых каналов и расхода смывной воды, повышенная консистенция удаляемой гидросмеси, автоматическое согласование подачи газожидкостного подъемника с притоком и существенное уменьшение штата обслуживающего и ремонтного персонала зачастую обеспечивает ощутимую экономическую эффективность применения эрлифтных установок в сравнении с традиционными схемами.

Основной особенностью применения эрлифтных установок в системах ГЗУ ТЭС, в сравнении с другими областями их использования, является непрерывность технологического процесса производства электроэнергии и связанные с этим высокие требования к надежности оборудования.

Эрлифтные установки позволяют реализовывать две схемы ГЗУ ТЭС:

- а) внутрицеховой сбор золошлаков с подъемом на высоту 10÷12 м и передачей в центральную незаглубленную насосную станцию;
- б) сбор и удаление золошлаков на отвалы при высотах подъема до 30÷35 м.

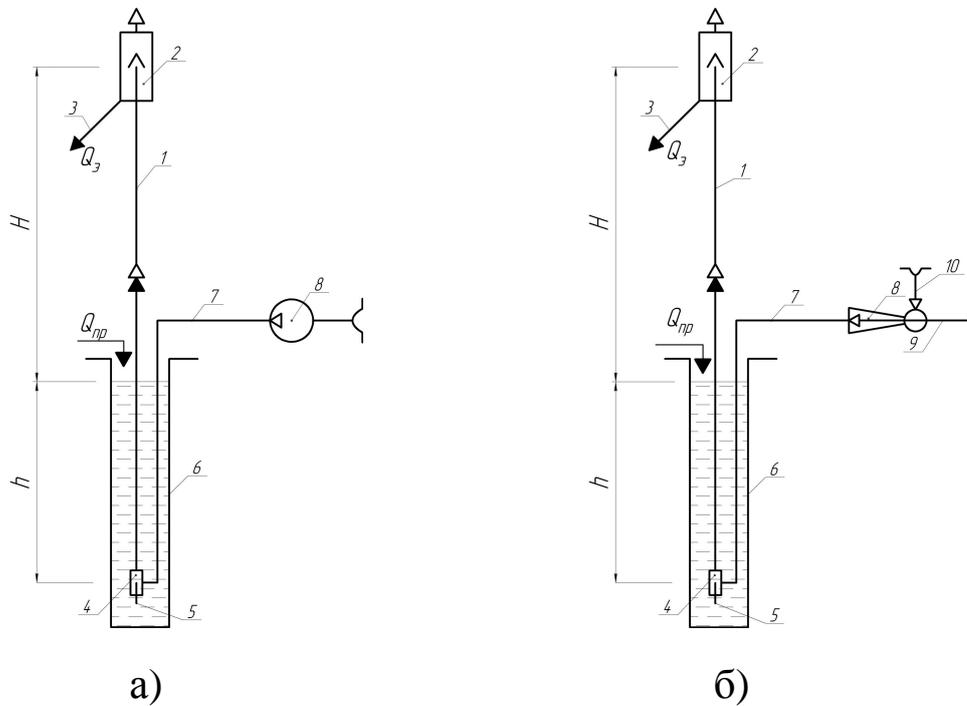


Рисунок 1 – Принципиальные схемы эрлифтных установок: 1 – подъемная труба; 2 – воздухоотделитель; 3 – золошлакопровод; 4 – смеситель; 5 – всасывающее устройство (подающая труба); 6 – зумпф; 7 – воздухопровод: а) 8 – воздушный нагнетатель (воздуходувка); б) 8 – пароструйный компрессор; 9 – паропровод; 10 – трубопровод инжектируемого воздуха

Один из наиболее распространенных методов расчета эрлифтов разработан, исходя из теории подобия [1-2]. В качестве основного критерия подобия принято относительное погружение смесителя $\alpha = h/(H + h)$ (H – высота подъема, h – геометрическое погружение смесителя), определяющее для данного диаметра подъемной трубы D расход воздуха Q_v и подачу эрлифта $Q_э$. Относительное погружение смесителя правомерно рассматривать как произведение критериев Фруда и Эйлера $\alpha = Fr \cdot Eu$ (в качестве характерного линейного размера в критерии Фруда в [96] принята длина подъемной трубы $H+h$ в отличие от традиционно принимаемого в гидромеханике диаметра трубы D).

Наибольшее распространение получила методика моделирования работы эрлифтов профессора Гейера В.Г. [1], правомерность которой подтверждена многочисленными эффективно работающими эрлифтными установками во многих отраслях промышленности. В основу расчета положен баланс мощностей потоков жидкости и газа в подъемнике при принятой относительной скорости фаз, равной 0,3 м/с. Основное уравнение, полученное профессором Гейером В.Г., имеет вид:

$$Q_3 = 0,125D^{2,5} \sqrt{\frac{23q \cdot \log\left(\frac{h}{10} + 1\right) - H}{(q+1)^2 \frac{D^5}{D_6^4} + 0,022(H+h) + 23 \frac{q}{h} \log\left(\frac{h}{10} + 1\right)}}, \quad (1)$$

где D_6 – диаметр выходного торца подъемной трубы.

Обозначив выражение под корнем, умноженное на 0,125, через коэффициент производительности C , уравнение (1) представляют следующим образом

$$Q_3 = C \cdot D^{2,5}. \quad (2)$$

Расход воздуха вычисляется по выражению

$$Q_6 = q \cdot Q_3. \quad (3)$$

Значения коэффициента производительности и удельного расхода воздуха определяются по эмпирическим зависимостям $C = f(\alpha)$ и $q = f(\alpha)$.

Многочисленные теоретические и экспериментальные работы ученых школы профессора Гейера В.Г. [3-6] позволили уточнить метод расчета эрлифта в оптимальном режиме работы (при максимальном энергетическом КПД).

В соответствии с указанными работами подача эрлифта определяется по зависимости

$$Q_3 = K_Q \sqrt{gD_3^5}, \quad (4)$$

где K_Q – коэффициент подачи.

Для коротких эрлифтов ($\frac{H+h}{D_3} \leq 200$ и $\frac{\rho'gh}{p_0} \leq 2$, здесь ρ' – плотность лифтируемой жидкости; g – ускорение свободного падения; p_0 – атмосферное давление) рекомендуются эмпирические зависимости для определения [5]:

- удельного расхода воздуха

$$q = 0,767\alpha^{-2,2} \text{ (при } \alpha = 0,15 \div 0,50; h = 4 \div 10 \text{ м);} \quad (5)$$

- коэффициента подачи

$$K_Q = 3,68\sqrt{\alpha} \frac{\sqrt{q + \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)}}{1 + q}. \quad (6)$$

Для длинных эрлифтов ($\frac{H + h}{D_9} > 200$ и $\frac{\rho'gh}{p_0} > 2$) рекомендуются

эмпирические зависимости для определения [5]:

- удельного приведенного расхода воздуха (при среднем давлении в подъемной трубе)

$$q_n = 60e^{-9\alpha} \text{ (при } \alpha = 0,15 \div 0,50; h = 40 \div 120 \text{ м);} \quad (7)$$

- удельного расхода воздуха

$$q = q_n \cdot \frac{p_0 + \frac{\rho'gh}{2}}{p_0}; \quad (8)$$

- коэффициента подачи

$$K_Q = 5\sqrt{\alpha} \frac{\sqrt{q_n + \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)}}{1 + q_n}. \quad (9)$$

На основе приведенных зависимостей были разработаны эрлифтные установки для ряда крупных тепловых электростанций с установленной мощностью 4,0÷6,0 тыс. МВт при фактической зольности используемого энергетического угля до 50% и необходимостью ежечасного удаления до 100 тонн золошлаков из-под каждого работающего энергоблока (табл. 1).

Таким образом, в ряде случаев удаление золошлаковых отходов эрлифтными установками является более предпочтительным техническим решением в условиях тепловых электростанций в сравнении с багерными насосами.

Таблица 1 Технические параметры эрлифтных установок систем ГЗУ ТЭС

| Наименование параметра | Ед. измерения | Объект внедрения | | | |
|--|---------------------|-----------------------|-----------------|--------------------|---------------------|
| | | Экибастузская ГРЭС-1 | Приморская ГРЭС | Нерюнгринская ГРЭС | Новосибирская ТЭЦ-5 |
| Мощность энергоблока | МВт | 500 | 200 | 200 | 200 |
| Количество энергоблоков, из-под которых гидро-смесь удаляется одним эрлифтом | шт. | 1 | 2 | 1 | 2 |
| Подача эрлифта | м ³ /ч | 530 | 950 | 70 | 250 |
| Высота подъема гидросмеси (относительно пола котельного отделения) | м | 22,0 | 18,0 | 15,0 | 27,0 |
| Расчетное геометрическое погружение смесителя | м | 9,93 | 8,3 | 4,14 | 8,93 |
| Расход воздуха | м ³ /мин | 140 | 330 | 52,5 | 170 |
| Тип нагнетателя | - | 360-22-1 Э200-31-1 | 360-22-1 | ТВ-80-1,8 | Э200-31-1 |
| Глубина зумпфа | м | 14,0 | 14,0 | 7,85 | 14,5 |
| Диаметр зумпфа | м | 1,48 | 1,6 | 2,0 | 2,0 |
| Эквивалентный диаметр подъемной трубы | м | 0,415 | 0,640 | 0,300 | 0,460 |
| Диаметр воздухопровода | мм | 426×9 | 426×9 | 273×8 | 377×7 |
| Диаметр золошлакопровода | мм | 426×12 | 426×10 | 219×12 | 377×13 |

Список источников

1. Гейер В.Г. Определение основных параметров эрлифтной установки для откачки затопленных шахт // Сб. статей к 25-летию ДИИ 1921 - 1946 г.г. - М.-С.: Углетехиздат. - 1946. - С. 79-92.
2. Гейер В.Г., Костанда В.С. Гидравлический подъем пульпы эрлифтными и углесосно-эрлифтными установками // Механизация и автоматизация производства. – 1959. - №9. - С. 52-56.
3. Костанда В.С. Экспериментальные исследования эрлифта с переменным α и D в условиях откачки ствола // Труды ДПИ. Выпуск 12. - Том 62. – 1961. - С. 103-113.
4. Костанда В.С. К расчету эрлифтных установок // Труды ДПИ. Выпуск 12. - Том 62 – 1961. - С. 93-101.
5. Эрлифтные установки: Учебное пособие / В.Г. Гейер, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пашенко, Я.К. Антонов – Донецк: ДПИ, 1982. – 64 с.
6. Энциклопедия эрлифтов / Ф.А. Папаяни, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пашенко, А.П. Кононенко - М.: Информсвязьиздат, 1995. – 592 с.

ВИКОРИСТАННЯ КОМП'ЮТЕРНО - ІНТЕГРОВАНИХ СИСТЕМ МОНИТОРИНГА ТА УПРАВЛІННЯ – СУЧАСНИЙ НАПРЯМОК ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОМПЛЕКСУ ВОДОВІДЛИВУ ШАХТИ

А.П. Мед, магістрант,
А.С. Оголобченко, канд. техн. наук, доц.,
Донецький національний технічний університет

Обґрунтована структура системи моніторингу стану і управління комплексом водовідливу шахти. Зазначені функції і технічні засоби автоматизації кожної підсистеми розробленої системи

Комплекс водовідливу шахти представляє собою гідравлічну систему, яка складається з дільничних та головних водовідливних установок з водозбірниками обмежувальної місткості [1]. На даний час на більшості шахт Донбасу водовідлив здійснюється за багатоступеневою схемою, при якій водовідливні установки перекачують воду з водозбірника одного горизонту гірничих виробок в водозбірник іншого горизонту і далі на поверхню шахти. Така схема водовідливу потребує координації в роботі водовідливних установок та виключення аварійних ситуацій.

Одним з сучасних напрямків підвищення надійності та ефективності роботи комплексу водовідливу шахти є управління водовідливними установками з використанням комп'ютерно-інтегрованих систем моніторингу стану та управління

В результаті проведення досліджень режимів роботи водовідливних установок на шахті ім. М.І. Калініна, а також аналізу результатів досліджень других науковців запропонована дворівнева структура системи моніторингу стану та управління комплексом водовідливу шахти (далі система СМУВ), яка здійснює децентралізоване управління водовідливними установками (див. рисунок 1) [3,4]. На рисунку 1 позначено: РСО – автоматизоване робоче місце; РСО 0 - автоматизоване робоче місце оператора головної водовідливної установки; РСО1.. РСОп– автоматизоване робоче місце оператора відповідної дільничної водовідливної установки (№1..n); БМС1- БМСп - блок моніторингу електричних параметрів відповідної водовідливної установки (№1..n); САР1 – САРп – система автоматичного регулювання подачі відповідної дільничної водовідливної установки; ПЛЗ - промислова лінія зв'язку.

На верхньому рівні управління, розташована підсистема диспетчерського моніторингу стану і координації режимів роботи водовідливних установок комплексу водовідливу шахти (ПДМК).

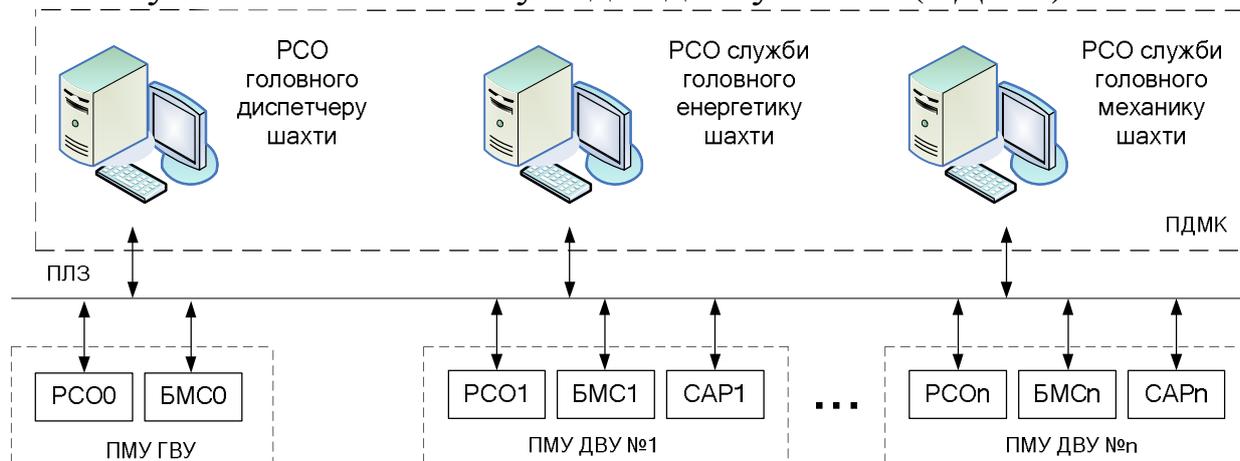


Рисунок 1 - Структура системи моніторингу стану та управління комплексом водовідливу шахти

Підсистема ПДМК здійснює:

- обмін даними та обробку інформації в реальному часі з усіма підсистемами моніторингу та управління водовідливними установками ;
- обробку та відображення в графічному вигляді на мнемощіті, моніторі або панелях візуалізації диспетчера шахти наступну інформацію: включена чи виключена водовідливна установка; поточна величина рівня води у водозбірнику кожної водовідливної установки; робота комплексу водовідливу шахти в енергозберігаючому режимі;
- ведення бази даних з технологічною інформацією о роботі комплексу водовідливу, її архівування та резервування;
- генерування звітів про хід процесу водовідливу шахти;
- координацію роботи всіх водовідливних установок шахти в пусковому та стаціонарному режимах, у тому числі з урахуванням періодів максимальних навантажень в системі електропостачання шахти.

На нижньому рівні управління, розташовані підсистеми моніторингу та управління водовідливними установками, як головними (ПМУ ГВУ), так і дільничними установками (ПМУ ДВУ). Кількість їх визначається кількістю водовідливних установок у складі комплексу водовідливу шахти з розрахунку одна підсистема обслуговує одну водовідливну установку.

Підсистема ПМУ ГВУ здійснює:

- включення водовідливної установки при верхньому рівні води у водозбірнику;
- відключення водовідливної установки при нижньому рівні води у водозбірнику;
- відключення водовідливної установки в момент початку періоду максимального навантаження на систему електропостачання шахти при «дозволу» від підсистеми ПДМК;
- контроль наступних технологічних параметрів водовідливної установки: приплив води у водозбірник; поточний рівень води у водозбірнику; подача водовідливної установки; тиск води у трубопроводі, що нагнітає; вакуум у трубопроводі, що всмоктує; витрата електроенергії водовідливною установкою; стан комутаційної апаратури електродвигуна (включено - виключено); стан струмових захистів електродвигуна (спрацював захист чи ні); положення засувки на трубопроводі, що нагнітає; температуру підшипників насосу та привідного електродвигуна; вібрація насосу;
- обмін даними в реальному часі з усіма підсистемами системи СМУВ.

Підсистема ПМУ ДВУ кожної дільничної водовідливної установки здійснює:

- включення водовідливної установки при верхньому рівні води у водозбірнику і «дозволу» від підсистеми ПДМК;
- відключення водовідливної установки при нижньому рівні води у водозбірнику;
- по команді від підсистеми ПДМК регулювання подачі водовідливної установки в період максимального навантаження на систему електропостачання шахти;
- контроль наступних технологічних параметрів водовідливної установки: приплив води у водозбірник; поточний рівень води у водозбірнику; подача водовідливної установки; тиск води у трубопроводі, що нагнітає; вакуум у трубопроводі, що всмоктує; витрата електроенергії водовідливною установкою; стан комутаційної апаратури електродвигуна (включено - виключено); стан струмових захистів електродвигуна (спрацював захист чи ні); положення засувки на трубопроводі, що нагнітає; температуру підшипників насосу та привідного електродвигуна; вібрація насосу;
- автоматичний захист водовідливної установки від передавальних і аварійних режимів роботи;

– обмін даними в реальному часі з усіма підсистемами системи СМУВ

Далі по тексту приведені деякі пояснення до вказаних функцій підсистем.

Функція координації роботи всіх водовідливних установок шахти в пусковому та стаціонарному режимах, у тому числі з урахуванням періодів максимальних навантажень в системі електропостачання шахти означає наступне.

Так як водовідлив здійснюється по багатоступеневій схемі, то без контрольоване включення водовідливної установки, яка розташована на нижньому горизонті, може привести к затопленню водозбірника на верхньому горизонті якщо його ємність буде не достатня для прийому води, що буде перекачувати водовідливна установка, що включається. Тому в пусковому режимі водовідливної установки підсистемою ПМУ ДВУ підсистема ПДМК формує «дозвіл» на включення після визначення свобідного об'єму водозбірника в який буде перекачуватися вода.

При роботі в стаціонарному режимі водовідливні установки є великим споживачем електроенергії (приблизно 15% загально шахтного споживання [2]). При цьому водовідливні установки комплексу водовідливу шахти мають вільний графік роботи залежно від рівня води у водозбірнику і відносяться до тих установок, які можна відключити з роботи без збитків виробництву при наявності вільної ємності водозбірника достатнього обсягу для прийому води з гірничих виробок і від других водовідливних установок на період відключення водовідливних установок водовідливу. Тому підсистема ПДМК в результаті аналізу поточного рівня води у водозбірниках, прогнозного припливу води до них в період максимального навантаження на систему електропостачання, свобідного об'єму водозбірників на початок «максимуму» формує команду на відключення водовідливних установок. Причому пріоритетним є відключення головної водовідливної установки. Далі відповідно до свобідного об'єму водозбірника головної водовідливної установки формуються команди на регулювання подачі дільничних водовідливних установок таким чином, щоб свобідний об'єм водозбірника головної водовідливної установки заповнювався сумарною подачею всіх працюючих дільничних водовідливних установок в період максимального навантаження на систему електропостачання шахти.

Функція автоматичного захисту водовідливної установки від передаварійних і аварійних режимів роботи означає наступне. Підсистеми ПМУ ГВУ і ПМУ ДВУ повинні захищати роботу водовідливних установок в аварійних режимах, при яких подальше функціонування установки неможливо (розрив напірного трубопроводу, гідравлічний удар, розгерметизація трубопроводу, що всмоктує, тощо). Також захист повинен здійснюватися і в передаварійних режимах, при яких знижується ефективність функціонування водовідливної установки (збільшення витрати води на розвантаження, вихід робочої точки водовідливної установки за зону промислового використання тощо) [5].

Далі по тексту приведена технічна реалізація системи СМУВ.

Структурна схема підсистеми моніторингу та управління дільничною водовідливною установкою приведена на рисунку 2. В якості базової апаратури автоматизації підсистеми може бути прийнята люба сучасна апаратура автоматизації водовідливної установки, наприклад, система управління насосами головного водовідливу типу АСУВ, яка розроблена ООО «Научно-производственное предприятие РУДПРОМАВТОМАТИКА» (<http://rudpromavtomatika.uaprom.net>). На рисунку 2 позначені наступні елементи системи АСУВ: LE – датчик рівня в приймальному колодязі; PE – датчик тиску в трубопроводі, що в нагнітає; PE1 – датчик тиску трубопроводі, що в нагнітає; PE2 – датчик вакуума в трубопроводі, що всасує; SE1 – датчик вібрації насоса; SE2 – датчик вібрації електродвигуна; TE1, TE2 – датчики температури підшипників насоса; TE3, TE4 – датчики температури підшипників електродвигуна; БМВУ – блок моніторингу водовідливної установки; РСО – автоматизоване робоче місце оператора водовідливної установки.

Додатково до системи АСУВ підсистема включає блок моніторингу електричних параметрів водовідливної установки (БМС) і систему автоматичного регулювання подачі водовідливної установки (САР).

Блок БМС контролює: витрату електроенергії водовідливною установкою; стан комутаційної апаратури електродвигуна (включено - виключено); стан струмових захистів електродвигуна (спрацював захист чи ні) [3]. Блок БМС складається з пристрою контролю споживаної потужності ПКМ і багатоканального концентратора інформації КІ. Концентратор КІ призначений для збору інформації: від пристрою ПКМ - про величину активної потужності, споживаної приводним електродвигуном насоса; від блок контактів БК - про

включений або відключений стан високовольтного розподільчого пристрою і від контактів реле струмового захисту РТЗ - про спрацювання захисту від струмів короткого замикання, перевантаження і т.д. (за вибором). Один концентратор використовується для кожного високовольтного розподільчого пристрою приєднань, які відходять. Для передачі інформації в лінію зв'язку ПЛЗ до складу концентратора КІ входить адаптер передачі даних.

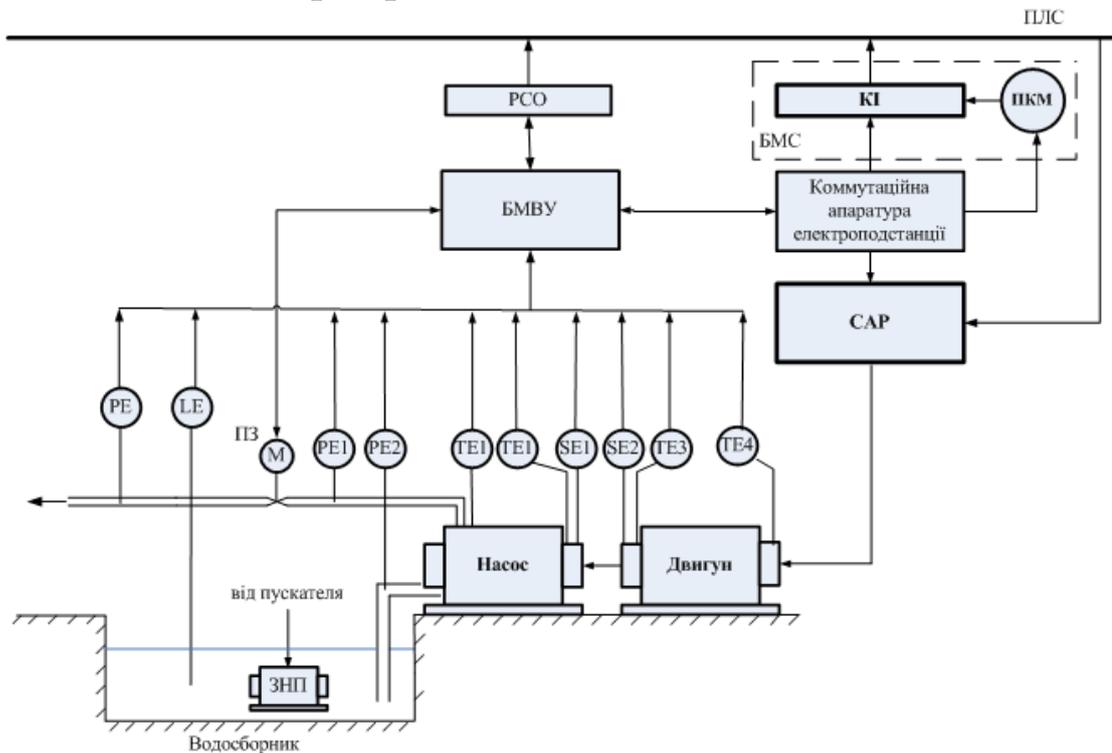


Рисунок 2– Структурна схема підсистеми моніторингу та управління дільничною водовідливною установкою

Система САР призначена для зміни і стабілізації подачі водовідливної установки в період максимального навантаження в системі електропостачання шахти. Як відомо регулювання подачі водовідливної установки можливо здійснювати різними способами, найбільш поширеними є зміна частоти обертання приводного електродвигуна за допомогою тиристорних перетворювачів частоти і зміна характеристики мережі за допомогою керованої засувки [1]. Кожний спосіб регулювання має як свої достоїнства, так і недоліки.

Також слід відзначити, що дільничні водовідливні установки мають водозбірник невеликої місткості, тому пропонується організація роботи водовідливної установки «на приплив», що дозволить підвищити надійність водовідливу із-за зменшення кількості пусків водовідливної установки та підтримання усталених режимів роботи обладнання [1].

В роботі пропонується структурна схема системи САР водовідливної установки при роботі «на приплив» с внутрішнім контуром стабілізації подачі насоса шляхом регулювання частоти обертів відповідного електродвигуна водовідливної установки (див. рисунок 3).

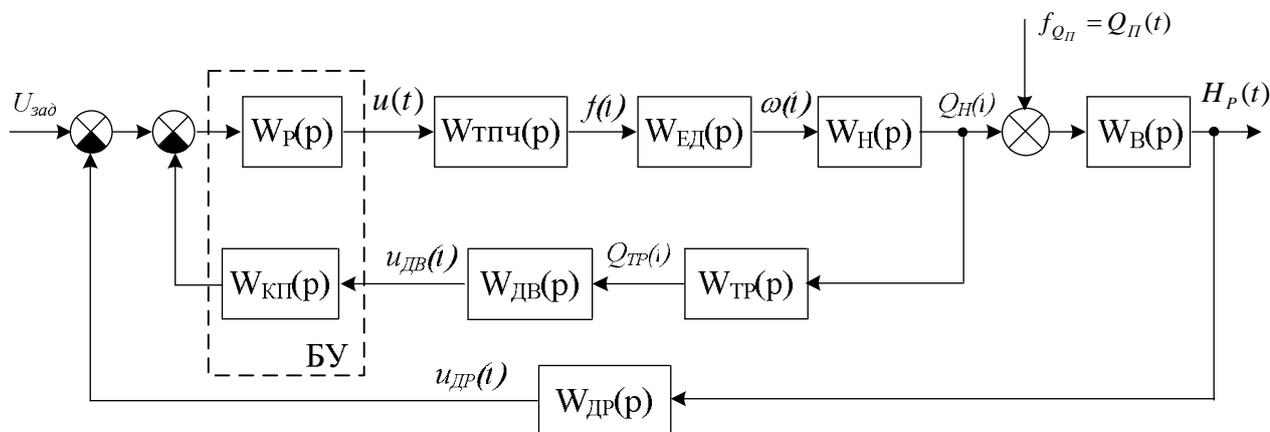


Рисунок 3 - Структурна схема системи САР водовідливної установки при роботі «на приплив» с внутрішнім контуром стабілізації подачі насоса

Величина $U_{зад}$ – заданий рівень води і водозбірника дільничної водовідливної установки формується підсистемою ПДМК відповідно до умов заповнення водозбірника головної водовідливної установки на період максимального навантаження на систему електропостачання шахти.

Внутрішній контур стабілізації подачі насоса складається із трьох ланок: датчика витрати води $W_{ДВ}(p)$, трубопроводу $W_{ТР}(p)$, корегуючого пристрою $W_{КП}(p)$.

Датчик витрати $W_{ДВ}(p)$ можна представити підсилювальною ланкою, тому що його постійна часу дуже мала в порівнянні з постійними часу інших елементів САР: $W_{ДВ}(p) = k_{ДВ}$.

Тиристорний перетворювач має передаточну функцію $W_{ТПЧ}(p) = k_{ТПЧ}$.

Ділянка трубопроводу між насосом і точкою установки датчика витрати води в динамічному відношенні є інерційною ланкою першого порядку з передаточною функцією $W_{ТР}(p)$:

$$W_{ТР}(p) = \frac{1}{T_{ТР}p + 1}. \quad (1)$$

Для поліпшення показників якості пропонується ввести у закон управління складову, що диференціює, і таким чином, отримати ПД-регулятор з наступною передаточною функцією:

$$W_P(p) = k_p + \frac{T_D p}{\tau_D p + 1} \quad (3)$$

де: k_p і T_D – настроювальні параметри ПД-регулятора.

Застосувавши метод оптимізації амплітудної характеристики для розрахунку настроювальних параметрів ПД-закона регулювання, одержали наступну передаточну функцію регулятора:

$$W_P(p) = 1,1 + \frac{30p}{0,2p + 1} \quad (4)$$

Коригувальний пристрій у контурі стабілізації подачі насоса пропонується реалізувати у вигляді ланки з наступною передаточною функцією:

$$W_{KY}(p) = k_k \frac{T_1 p + 1}{T_2 p + 1}, \quad (5)$$

де k_k , T_1 і T_2 - настроювальні параметри коригувального пристрою.

На підставі відомої методики синтезу коригувальних пристроїв отримана наступна передаточна функція коригувального пристрою:

$$W_{KY}(p) = 0,4 \frac{0,1p + 1}{p + 1} \quad (6)$$

Модель САР водовідливної установки при роботі на «приплив» із внутрішнім контуром стабілізації подачі і ПД - регулятором для дослідження на ЕОМ приведена на рисунку 4

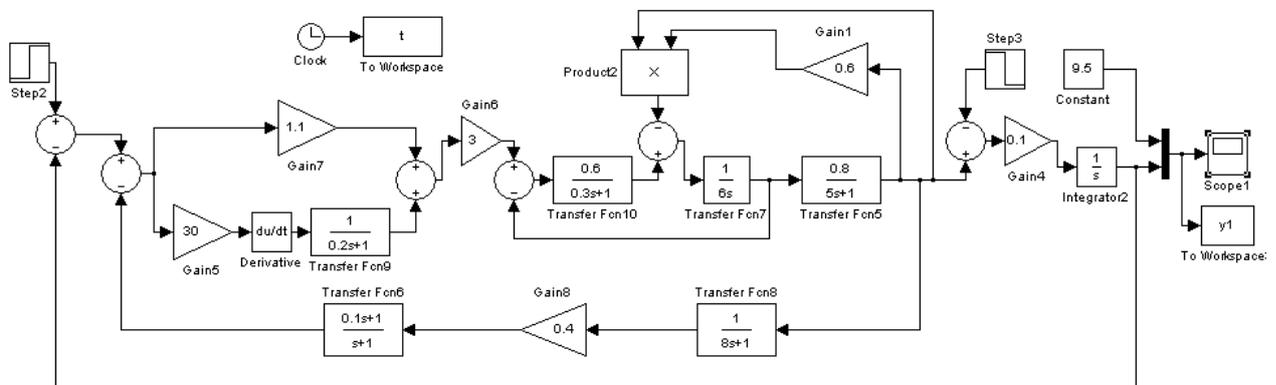


Рисунок 4 - Модель САР водовідливної установки при роботі на «приплив» із внутрішнім контуром стабілізації подачі і ПД-регулятором

Далі приведені результати моделювання на ЕОМ для умов водовідливної установки гор.758м шахти ім. М.І. Калініна: на рисунку 5 - крива зміни рівня води у водозбірнику при ступінчастому збільшенні припливу на 30% у момент часу $t=100$ сек, на рисунку 6 - крива зміни рівня води у водозбірнику при ступінчастому зменшенні припливу на 30%.

Аналіз приведених кривих показує задовільну якість регулювання.

Таким чином, запропонована реалізація САР водовідливною установкою при роботі на «приплив» із внутрішнім контуром стабілізації подачі насоса повністю задовольняє вимогам експлуатації.

Робота водовідливної установки поза періоду «максимуму» здійснюється на номінальній подачі для відкачування води з водозбірника відповідно до вимог «Правил безпеки у вугільних шахтах».

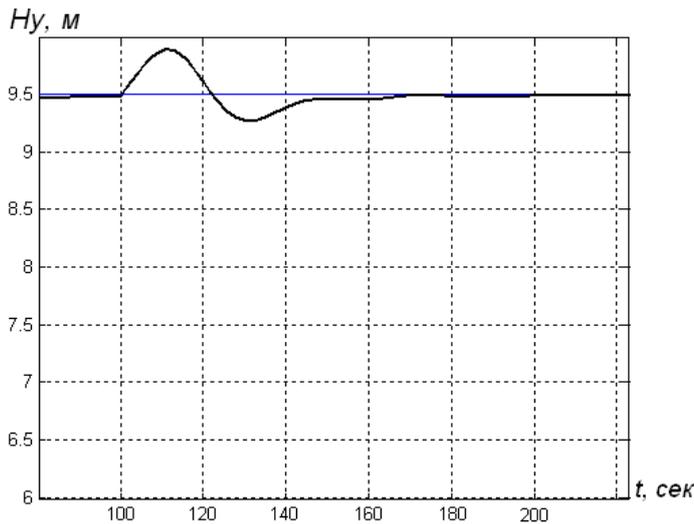


Рисунок 5 - Зміна рівня у водозбірнику при збільшенні припливу на 30% в момент часу $t=100$ сек при роботі на «приплив» із внутрішнім контуром стабілізації подачі і ПД-регулятором

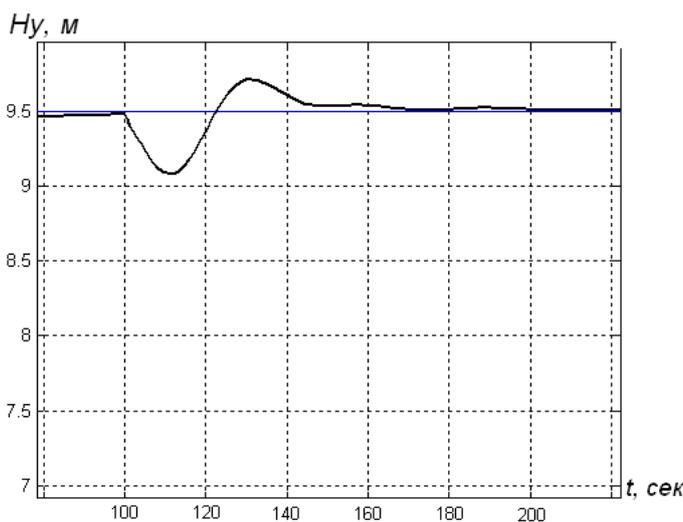


Рисунок 6 - Зміна рівня у водозбірнику при зменшенні припливу на 30% в момент часу $t=100$ сек при роботі на «приплив» із внутрішнім контуром стабілізації подачі і ПД-регулятором

Технічна реалізація підсистеми диспетчерського моніторингу стану і координації режимів роботи водовідливних установок комплексу водовідливу шахти здійснюється шляхом використання промислового комп'ютера та SCADA-системи. В даний час існує велика кількість SCADA-систем, деякі види яких застосовуються і для вугільних шахт. Наприклад, SCADA TRACE MODE 6 Adastra система виробництва Research Group, Ltd (Москва, Росія), яка використовується в уніфікованій телекомунікаційній системі диспетчерського контролю та автоматизованого керування гірничими машинами і технологічними комплексами типу УТАС, розробленої ДП «Петровський завод вугільного машинобудування» (м. Донецьк, Україна). Ві-

домі розробки з диспетчеризації вугільних шахт компанією "Дейта Експрес», ВАТ «Автоматгормаш ім. В.А. Антипова "(м. Донецьк, Україна).

Система моніторингу стану та управління комплексом водовідливу шахти повинна мати сучасну мережеву технологію. Однією з таких технологій є система Profibus. За допомогою Profibus обмінюватися інформацією можуть будь-які компоненти автоматизації: програмувальні логічні контролери, персональні комп'ютери, панелі оператора, датчики і силові приводи. Profibus-DP - відкрита шина промислового застосування. Profibus-DP - це оптимізована по продуктивності версія Profibus, призначена спеціально для критичних за часом взаємодій між системами автоматизації й розподіленим периферійним устаткуванням. Для забезпечення функцій обміну даними в системі СМУВ пристрої підсистем ПДМК, ПМУ ГВУ і ПМУ ДВУ повинні мати інтерфейсні модулі для підключення до мережі Profibus. У цей час існує ряд фірм, які випускають устаткування для організації систем управління з підтримкою технології Profibus.

Список джерел

1. Гейер В. Г., Тимошенко Г. М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки / В. Г. Гейер, Г. М. Тимошенко – М.: Недра, 1987. – 229 с.
2. Данильчук Г. И., Шевчук С. П., Василенко П. К. Автоматизация электропотребления водоотливных установок / Г. И. Данильчук, С. П. Шевчук, П. К. Василенко. – К.: Техника, 1981. – 102 с.
3. Мед А. П., Оголобченко А. С. Обоснование структуры подсистемы контроля параметров электроснабжения насосных установок главного водоотлива шахты / А. П. Мед, А. С. Оголобченко – XII Международная научно-техническая конференция аспирантов и студентов "Автоматизация технологических объектов и процессов. Поиск молодых" – Донецк, 2012.
4. Червинский В.В. Многоуровневая система управления комплексом водоотлива горнодобывающего предприятия / В.В. Червинский, В.И. Бессараб, Н.В. Червинская // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Випуск 15 (130). – Донецьк: ДонНТУ, 2008. – 214с. – С.53-58.
5. Червинский В.В. Управление шахтной водоотливной установкой в аварийных и аномальных режимах работы/ Бессараб В.И., Федюк Р.В., Попов В.А.// Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: "Обчислювальна техніка та автоматизація". Випуск 106. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – 220с. – С.26-33.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РЕЗЦА ЗР4-80

А.В. Москаленко, магистр, **В.Г. Сынков**, д-р техн. наук, проф., **С.Н. Зиновьев**, канд. техн. наук, доц.

Красноармейский индустриальный институт ДонНТУ

Методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation проведено исследование напряженно-деформированного состояния резца ЗР4-80, которым вооружены шнековые исполнительные органы очистного узкозахватного комбайна УКД200-250.

Широко распространённым способом добычи угля в мировой практике является механическая выемка с применением высокопроизводительных шнековых узкозахватных очистных комбайнов, вооруженных радиальными резцами.

Несмотря на довольно большое количество разработанных и эксплуатируемых в горном деле типов очистных комбайнов – не менее тридцати конструкций, которые выпускаются заводами в разных государствах, все они имеют незначительные принципиальные отличия. Основная часть мощности приводов установленных на комбайнах передается на разрушение угольного массива через инструмент. Из-за того, что одновременное непосредственное воздействие на очистной забой от шнеков осуществляется через небольшое количество резцов, последние являются высоконагруженными.

В связи с этим задача повышения прочности, надежности и износостойкости резцов, очистных комбайнов оснащенных шнековыми исполнительными органами является не просто актуальной, а одной из важнейших для угольной промышленности. Исследования и рекомендации, направленные на совершенствование резцов угольных комбайнов, являются востребованными и могут способствовать повышению их производительности и уменьшению энергопотребления.

Благодаря использованию современных методов трехмерного твердотельного проектирования становится возможным построить точную модель резца и методом конечных элементов определить напряжения возникающие в конструкции при конкретных условиях эксплуатации очистного комбайна.

Метод конечных элементов в настоящее время является стандартом при решении задач механики твердого тела посредством численных алгоритмов. Метод конечных элементов из численной проце-

дуры решения задач механики превратился в общий метод численного решения дифференциального уравнения или системы дифференциальных уравнений. Этот прогресс был достигнут за счет совершенствования электронных вычислительных машин в течении последних двадцати лет.

Основная идея метода конечных элементов состоит в том, что любую непрерывную величину, такую, как температура, давление и перемещение, можно аппроксимировать дискретной моделью, которая строится на множестве кусочно-непрерывных функций, определенных на конечном числе подобластей.

Идеей данной работы является исследование напряженно-деформированного состояния радиальных резцов типа ЗР4-80 которыми оснащены шнековые исполнительные органы узкозахватного очистного комбайна для тонких пластов типа УКД200-250.

Данное исследование будет проводится для особо тяжелого случая при котором режущая кромка резца упирается в твердое включение, а электропривод комбайна развивает максимально возможный вращающий момент.

Для того чтобы исследовать напряженно-деформированное состояние резца необходимо создать трехмерную модель резца (рисунок 1) и определить максимальное усилие (F) на резце, которое создает электропривод комбайна.

Чтобы получить реалистичные результаты исследования напряженно-деформированного состояния радиального резца методом конечных элементов необходимо внести некоторые упрощения в трехмерную модель.

Эти изменения являются необходимыми из-за того что резец представляет собой деталь сложной геометрической формы с многочисленными уклонами, переходами, фасками и скруглениями. Трехмерная модель с необходимыми упрощениями представлена на рисунке 2.

Рассчитаем максимально возможное усилие на резце по формуле:

$$F = \frac{M_{\max}}{\frac{1}{2}D_{\text{ио}}}$$

где $D_{\text{ио}}$ – диаметр исполнительного органа, $D_{\text{ио}} = 0,8$ м;

M_{\max} – максимальный вращающий момент на исполнительном органе комбайна, рассчитывается по формуле:

$$M_{\max} = M_{\max.\text{дв}} \cdot i_{\text{тр}}$$

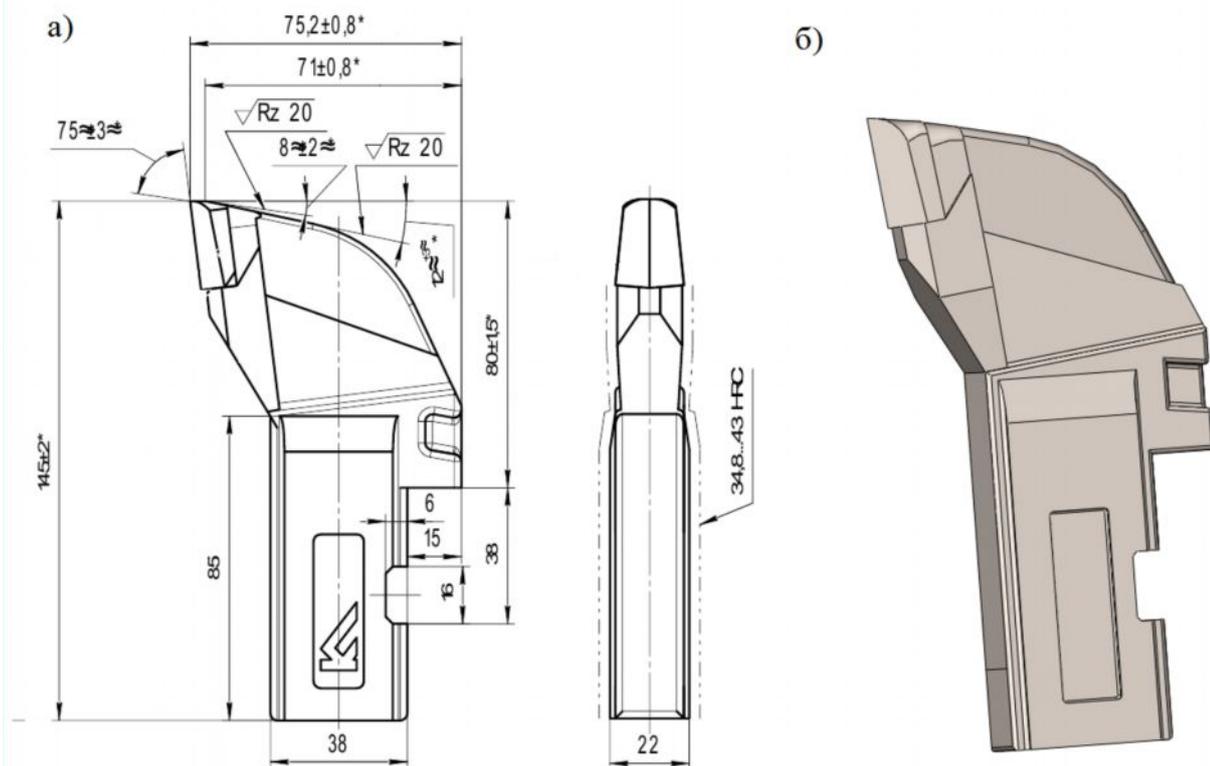


Рисунок 1 – Радиальный резец ЗР4-80: чертеж (а) и трехмерная модель (б)

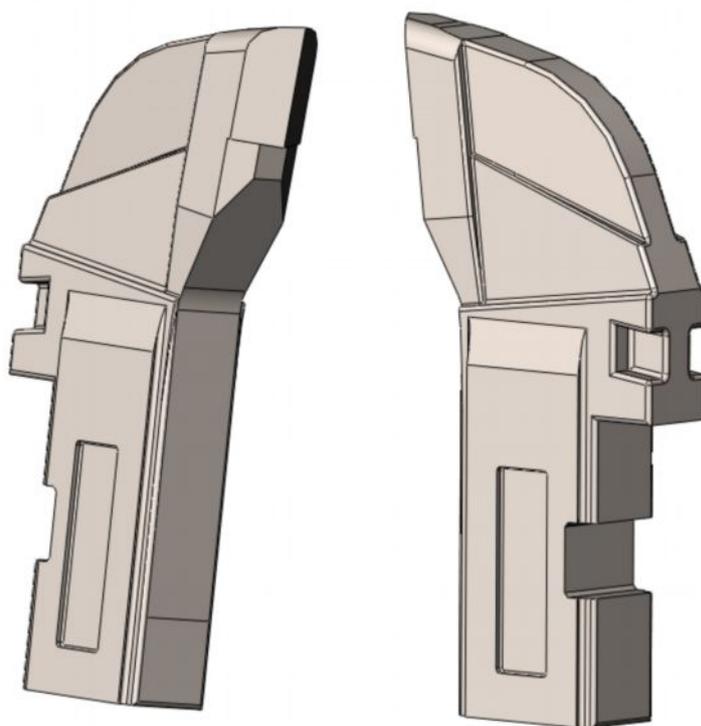


Рисунок 2 – Упрощенная трехмерная модель резца ЗР4-80

где $M_{\text{max,дв}}$ – максимальный вращающий момент на валу электродвигателя для комбайна УКД200-250 оснащенного электродвигателем ЭКВК 4-220, $M_{\text{max,дв}} = 3646 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$i_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии очистного комбайна для УКД200-250, $i_{\text{тр}} = 18,51$.

$$M_{\text{max}} = 3646 \cdot 18,51 = 67487 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$F = \frac{67487}{\frac{1}{2} \cdot 0,8} = 168718 \text{ Н}$$

Полученное усилие (F) приложим к режущей кромке резца.

На рисунке 3 приведено приложение силы резания к режущей кромке резца. Сила равномерно распределена по поверхности режущей кромки. Ввиду малости по сравнению с силой резания силами подачи и боковыми пренебрегли.

Поскольку между резцом и резцедержателем существует небольшой зазор при контакте с массивом резец развернется в резцедержателе и будет касаться внутренних его стенок нижней передней частью хвостовика (рис. 4 позиция 1) и верхней задней (рис. 4 позиция 2), а также опираться на резцедержатель (рис. 4 позиция 3). Для первых двух позиций зафиксированы перемещения в двух направлениях: перпендикулярно поверхностям и вдоль поверхностей. Для третьей позиции – только в перпендикулярном направлении.

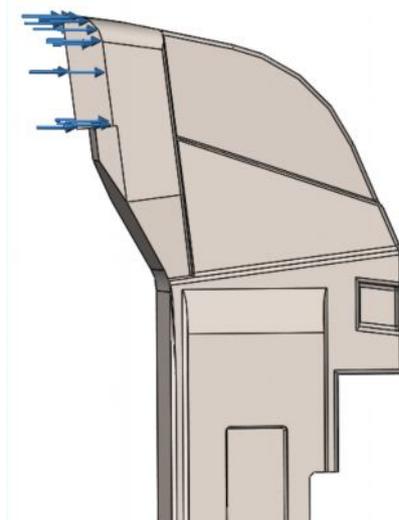


Рисунок 3 – Направление действия силы резания

Поскольку во время эксплуатации резец контактирует с резцедержателем в трех точках, то необходимо в этих точках закрепить

модель резца для получения достоверных результатов. Точки крепления резца изображены на рисунке 4.

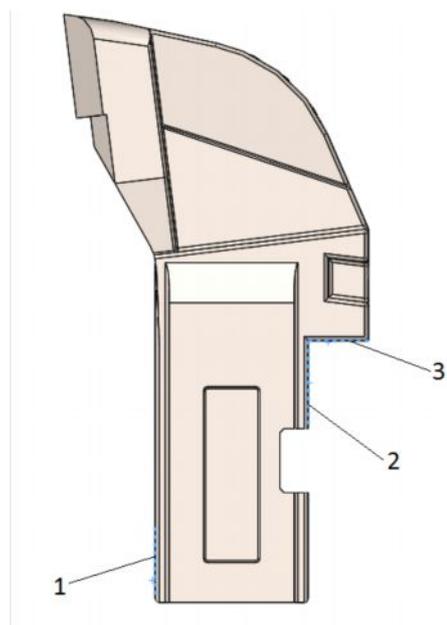


Рисунок 4 – Крепление резца в трех точках

На рисунке 5 изображена конечно-элементная сетка модели резца. Как можно видеть сетка равномерная, без резких изменений. Следовательно, вносить дополнительные изменения в структуру сетки нет необходимости.

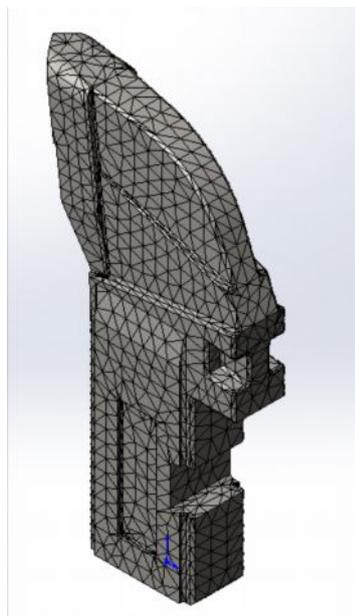
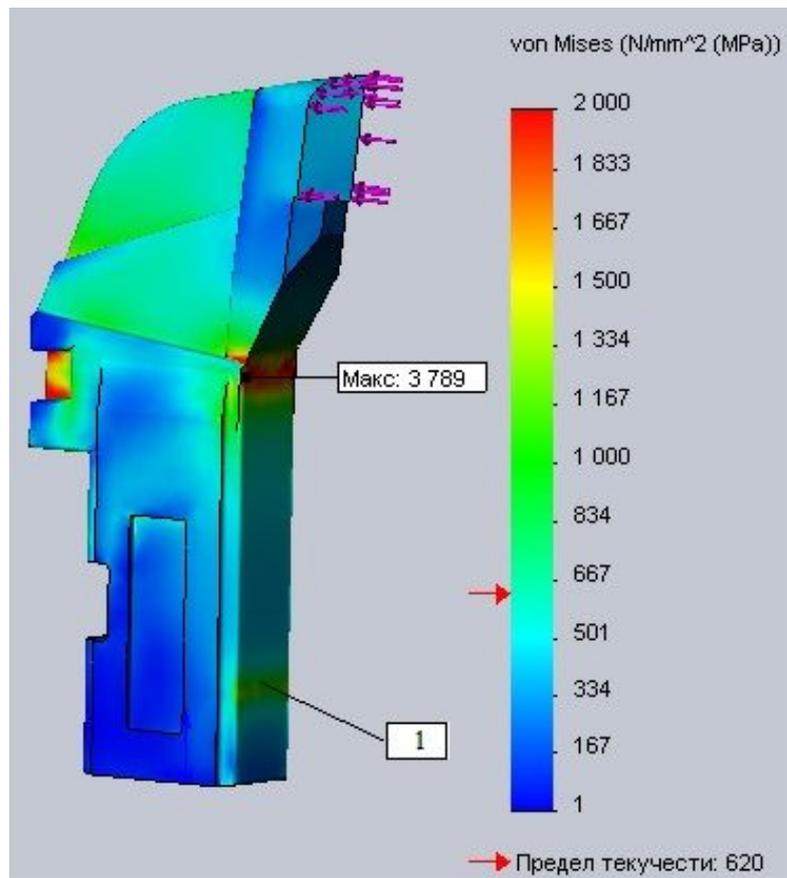
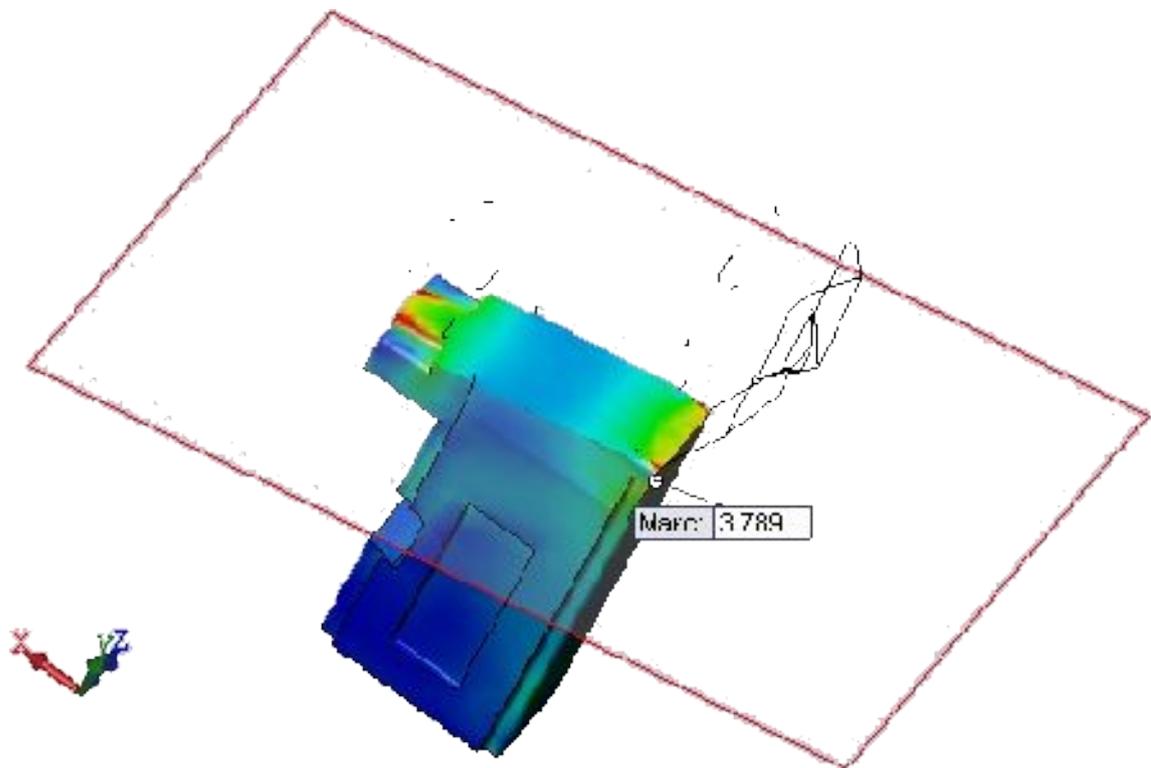


Рисунок 5 – Конечно-элементная сетка модели резца

Рисунок 6 демонстрирует результаты расчета конечно-элементной модели резца.



а)



б)

Рисунок 6 – Напряжения по Мизису в трехмерной модели резца: вся трехмерная модель (а) и модель разрезанная в месте вероятного разрушения (б).

Как видно из первой части рисунка при указанных ранее условиях предел текучести стали будет значительно превышен. Следовательно, резец в месте максимальной нагрузки может получить трещину, которая разовьется и отколет головку резца в направлении от максимального напряжения в передней части (рис. 6а) к выемкам для извлечения резца. Наиболее вероятное направление разрушения указано на рисунке 6 б).

В нижней передней части хвостовика резца (рис. 6а позиция 1) виден небольшой скачок напряжения, который находится в месте уменьшения контактных нагрузок между резцом и резцедержателем. При снижении контактных нагрузок верхняя часть хвостовика резца может деформироваться, проскальзывая относительно резцедержателя, что приводит к неравномерности распределения напряженно-деформированного состояния в хвостовике.

В данном исследовании мы определили напряженно-деформированное состояние радиального резца ЗР4-80 при толщине стружки равной высоте режущей кромки и максимальному усилию, которое создает электропривод комбайна.

По расположению максимальных напряжений в теле резца обозначили возможный вариант его разрушения, который наиболее вероятен в районе секущей плоскости рисунка 6б, что совпадает с реальными разрушениями, возникающими при эксплуатации данных резцов в очистных забоях.

В данных исследованиях мы предполагали, что толщина стружки равна высоте режущей кромки, поэтому дальнейшие исследования необходимо проводить с учетом реальной толщины стружки.

Так же в дальнейших исследованиях необходимо построить точную трехмерную модель резцедержателя и решить контактную задачу, которая позволит определить точное пятно контакта между резцом и резцедержателем.

Список литературы

1. Алямовский А.А. Solid Works/Cosmos Works Инженерный анализ методом конечных элементов. М.: ДМК, 2004. - 432 с.
2. Давыдов Б.Л., Скородумов Б.А. Расчет и конструирование угледобывающих машин. М.: Недра, 1973. - 341 с.
3. Макеев Г.В., Гуляев В.Г. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. М: Недра, 1988. - 268 с
4. Моделирование разрушения углей режущими инструментами / Под редакцией Ю.Д. Красникова. М.: Наука, 1981. - 188 с.
5. Морозов Е.М., Никишков Г.П. Метод конечных элементов в механике разрушения. М.: Наука, 1980. - 254 с.

ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОАППАРАТОВ С ОСЦИЛЛИРУЮЩИМ ДВИЖЕНИЕМ ПОДВИЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

А.Е. Надточий, студент,
А.П. Кононенко, д-р техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет

Установлено, что эффективным способом улучшения динамических характеристик гидроаппаратов является придание их подвижным элементам осциллирующего движения. Проведен анализ конструктивных схем таких гидроаппаратов.

Известные преимущества гидравлических и пневматических элементов и систем обусловили их широкое использование практически во всех областях промышленности. Основной и неотъемлемой частью гидравлических систем является гидравлическая аппаратура, характеристики которой, в значительной мере, определяют их технический уровень, работоспособность и надежность.

Основным конструктивным элементом гидроаппаратуры является запорно-регулирующий элемент. Из всего многообразия гидравлической аппаратуры наибольшее распространение получили гидроаппараты с запорно-регулирующим элементом в виде прецизионной пары плунжер-гильза. Они отличаются небольшой массой, компактностью и простотой управления. Но у таких гидроаппаратов есть существенный недостаток, а именно – склонность запорно-регулирующего элемента к облитерации, то есть явлению постепенного зарастивания узких щелей поляризованными молекулами жидкости, что приводит к постепенному увеличению усилия сдвига золотника. Для устранения этого недостатка в мировой и отечественной практике создания гидроаппаратуры определилась тенденция использования гидроаппаратов с осцилляцией. Запорно-регулирующие элементы таких гидроаппаратов осуществляют осциллирующее движение с большой частотой и малой амплитудой, устраняя, таким образом, силу сухого трения. Они применяются в высоко-динамичных и высокоточных следящих гидроагрегатах, значительно улучшая характеристики последних.

Рассмотрим способы придания осциллирующего движения запорно-регулирующим элементам.

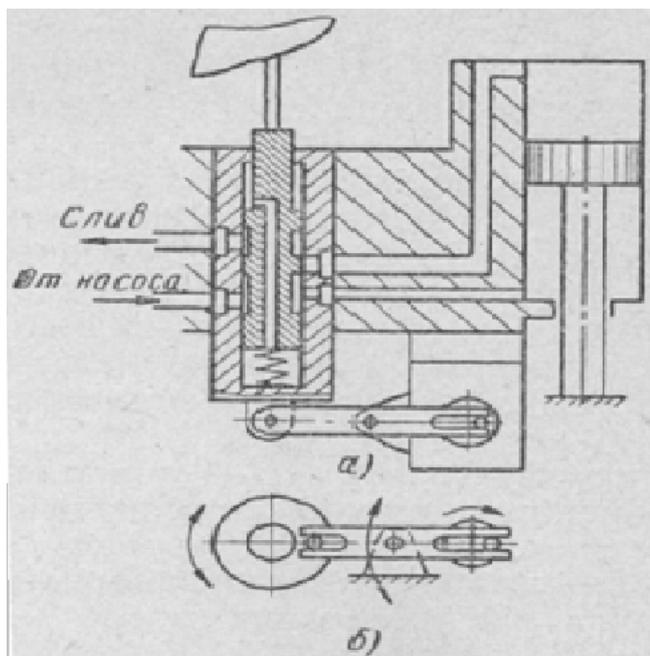


Рис. 1. Устройство золотников с продольным и поворотным осциллирующим движением

Для снижения трения и обеспечения высокой точности плунжерам копировальных золотников сообщают продольные (рис. 1,а) и поворотные (рис. 1,б) колебательные (осциллирующие) движения [1]. На рис. 1,а приведена схема конструкции, в которой втулке золотника эксцентриком сообщают осевое перемещение. При этом амплитуда осевых колебаний втулки обычно выбирается от 0,01-0,03 до 0,1-0,2 мм, а частота от 25-50 до 100 Гц. Вращательные колебания плунжера золотника (рис. 1,б) осуществляются с амплитудой примерно

4° и частотой переключения 50 об./С.

Для устранения зоны нечувствительности золотника, вызванной перекрытием щелей, амплитуда осевых колебаний должна быть больше перекрытия золотника, примерно на 0,05 мм в каждую сторону. В результате этих колебаний золотника, полностью устраняется трение покоя, а трение движения значительно уменьшается, что повышает чувствительность и увеличивает точность системы.

В гидроаппаратах с пропорциональным электрическим управлением для повышения их чувствительности рекомендуется на входной электрический сигнал накладывать осциллирующий сигнал с частотой 150–200 Гц и с амплитудой 50–100 мА [2]. Этот сигнал возбуждает осциллирующее движение запорно-регулирующего элемента и сужает петлю гистерезиса электромагнита. В этом случае удастся реализовать даже симметричные колебания исполнительного устройства с малой амплитудой без неравновесных остановок.

Практика применения для привода золотников электромагнитов переменного тока показала, что частотное возбуждение электромагнита действует на золотник так же, как преднамеренно вводимая вибрация. В результате силы трения в подобном золотнике снижаются, хотя амплитуда колебания плунжера вследствие высокой частоты практически близка к нулевой [3].

В электрогидравлических распределителях РП6 ОАО Павловский машиностроительный завод «Восход» вибрационная линеаризация осуществляется за счет введения в электромеханический преобразователь дополнительной обмотки, на которую подавался сигнал с частотой 300 Гц. Это позволило подавить магнитный гистерезис электромеханического преобразователя, выполненного из относительно недорогого магнитного материала, практически устранить трение в подвижных элементах и уменьшить влияние положительных перекрытий золотника на точностные параметры привода.

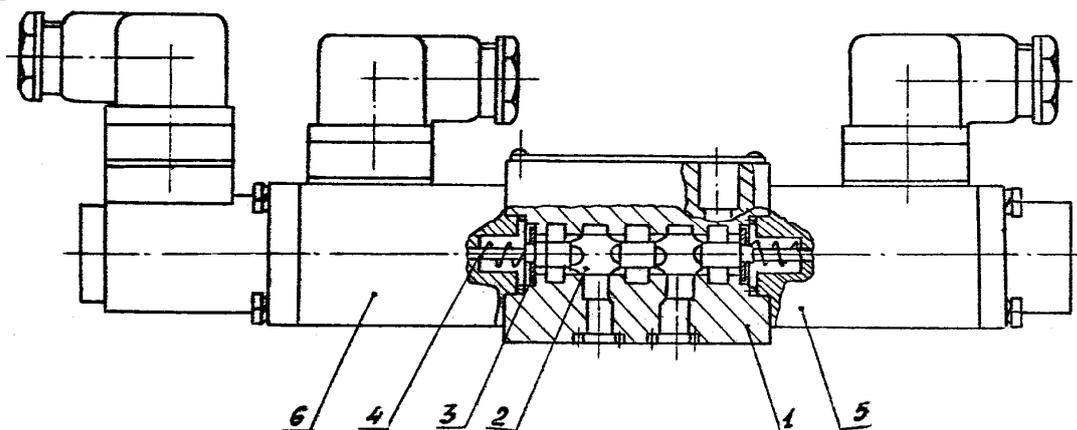


Рис. 2. Распределитель типа РП6

Известно, что при работе насоса объемного принципа действия, в системе гидропривода возникают высокочастотные пульсации давления рабочей жидкости, одной из основных причин которых является частота, образуемая рабочими поршнями насоса, действующими на жидкость [4].

Предлагается использовать такие пульсации рабочей жидкости, возникающие на выходе насоса объемного принципа действия, для образования осциллирующего движения запорно-регулирующего элемента, выполненного в виде золотника, с небольшой амплитудой и большой частотой. Для этого в гидроаппаратах создается дополнительная управляющая полость под торцом золотника, в которую через интерференционный преобразователь пульсаций давления, который работает в режиме усилителя, подводится давление питания. Интерференционный преобразователь пульсаций является гидравлическим устройством с основным приточным патрубком и обводящим каналом, длина которого может регулироваться. В результате этого волны давления объединяются на выходе двух каналов (происходит наложение двух волн) и, в зависимости от длины обводного канала, пульсации давления усиливаются или сглаживаются.

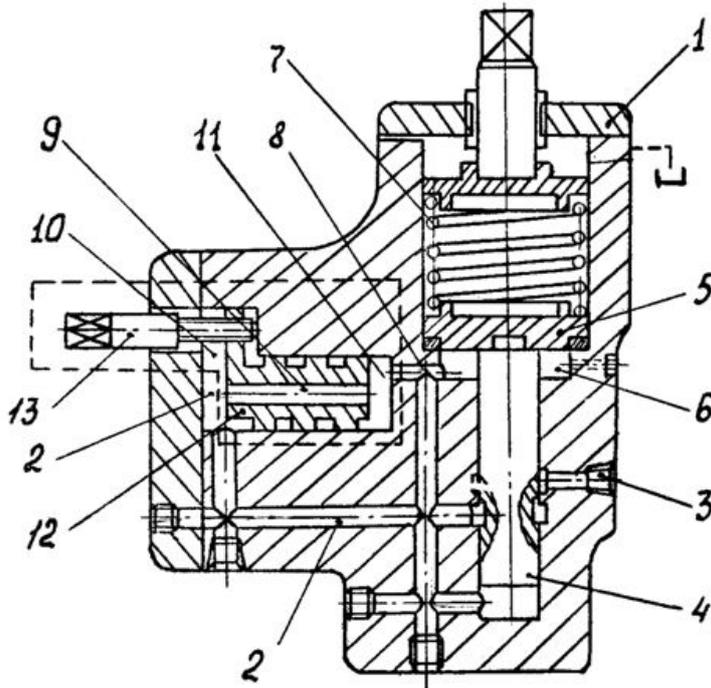


Рис. 3. Предохранительный клапан прямого действия с интерференционным преобразователем пульсаций: 1 – корпус; 2,3 – соответственно каналы подвода и отвода рабочей жидкости; 4 – запорно-регулирующий элемент; 5 – поршень; 6 – подпоршневая полость; 7 – пружина; 8 – выходной канал интерференционного преобразователя пульсаций; 9 – интерференционный преобразователь пульсаций; 10 и 11 – соответственно входная и выходная полости; 12 – втулка с кольцевым каналом; 13 – регулировочный винт.

На рис. 3 показан предохранительный клапан прямого действия, реализующий данный способ. Интерференционный преобразователь пульсаций 9 усиливает пульсации давления, поступающие с выхода объемной гидромашины и подает их в подпоршневую полость 6. Запорно-регулирующий элемент клапана 4 осуществляет осциллирующие возвратно-поступательные движения с малой амплитудой и большой частотой. Таким образом, повышается чувствительность клапана, сокращается гистерезис и время нарастания.

Наиболее эффективной областью применения таких гидроаппаратов являются гидроприводы мобильных машин, в которых управление регулирующей и распределительной гидроаппаратурой осуществляется механическим или механо-гидравлическим способом. Заметим, что частота пульсаций давления на выходе объемной гидромашины, используемой в таких приводах, лежит в пределах 120-300 Гц, то есть частоты, с которой происходит вибрационная линейаризация гидроаппаратов.

Подводя итог вышесказанному можно сделать следующие выводы:

1. Устойчивой тенденцией улучшения динамических характеристик выпускаемой гидроаппаратуры является реализация способа вибрационной линеаризации, которая создается при помощи электрических, гидравлических или механических вибрационных контуров с частотой от 50 до 300 Гц, при небольшом (0,1–0,5 мм) положительном перекрытии золотника.

2. Эффективной областью применения гидравлических аппаратов с гидравлическим вибрационным контуром являются гидроприводы мобильных машин.

Список источников

1. Объемные гидравлические приводы. Башта Т. М., Зайченко И. З. и др. Под ред. Т. М. Башты. М.: Машиностроение. 1968. – 628 с.
2. Свешников В. К. Станочные гидроприводы. Справочник. М.: Машиностроение. 1995. – 448 с.
3. Башта Т. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение. 1967, – 495 с.
4. Андренко П. Н. Принцип построения гидравлических аппаратов нового класса. Вестник НТУ "ХПИ". Вып. 129. Ч.2. Харьков. 2001, с. 102–106.

РАЗРАБОТКА СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ЗАПЫЛЕННОСТИ РУДНИЧНОЙ АТМОСФЕРЫ ШАХТ

А.С. Пащенко, студент

А.А. Зори, д-р техн. наук, проф.,

Донецкий национальный технический университет

Рассмотрены вопросы, связанные с измерением и контролем концентрации пылегазовых компонент в рудничной атмосфере угольных шахт. Проанализированы характеристики рудничной атмосферы, предложен вариант структурной схемы электронной системы контроля запыленности в угольных шахтах

Постановка задач исследования.

1. Анализ параметров рудничной атмосферы и методов измерения и контроля концентрации пыли в угольных шахтах.

2. Для выбранного метода предложить вариант структурной схемы электронной системы измерения и контроля запыленности угольных шахт, учитывающей влияние дестабилизирующих факторов (температура, влажность).

Результаты исследований. Важным параметром для контроля в рудничной атмосфере является запыленность воздуха, т.к. наличие мелкодисперсных частиц влияет на состояние здоровья людей, а также повышает вероятность взрыва в угольных шахтах.

Пыль – это дисперсная система с воздушной (газообразной) дисперсионной средой, дисперсная фаза которой представлена мелкими твердыми частицами, способными более или менее длительное время находиться в среде во взвешенном состоянии.

Одной из важнейших характеристик пыли и аэрозолей, в частности, определяющих их физические и физико-химические свойства, является размер входящих в них частиц – дисперсность. Частицы пыли бывают различных размеров и форм: от субмикроскопических (порядка 10^{-2} мкм) до макроскопических (порядка $10^1 - 10^2$ мкм и более). При этом частицы пыли менее 1 мкм и более 100 мкм не являются определяющими для промышленной пыли дисперсионного происхождения, т.к. в первом случае они имеют незначительное массовое содержание, а во втором – частицы обладают высокой скоростью оседания, из-за чего невозможно их длительное пребывания во взвешенном состоянии. [1]

Пылевая обстановка в шахте определяется интенсивностью пылевыведения от одновременно действующих источников (производственных процессов), основным из которых является выемка угля.

На основании методов контроля запыленности воздуха (гравиметрический, весовой, радиометрический, оптические методы) был выбран *турбидиметрический*, который применяется для анализа пыли, суспензий, эмульсий, различных взвесей и других сред. Это экспресс метод, не требующий предварительного выделения фракций пыли и позволяющий осуществлять непрерывный контроль.

Интенсивность пучка света, прошедшего через воздушную среду с пылью, уменьшается за счет рассеивания и поглощения света взвешенными частицами. Турбидиметрические методы основаны на измерении интенсивности света I_t прошедшего через анализируемую взвесь. Интенсивность прошедшего света I_t подчиняется уравнению:

$$\lg \frac{I_t}{I_0} = -k \cdot l \cdot C_{\text{п}}, \quad (1)$$

где l – толщина слоя, k – коэффициент ослабления излучения, $C_{\text{п}}$ – концентрация, I_0 – интенсивность падающего света.

Турбидиметрические методы основаны на измерении ослабления прошедшего через исследуемую среду зондирующего излучения, по характеристикам которого оценивают дисперсность и концентрацию пыли. В отличие от других методов, турбидиметрический метод использует 2 источника излучения (один в области видимого спектра, а другой области ИК-излучения, либо с другой длиной волны).

Длины волн используемого излучения определяются исходя из параметра Ми, при этом наиболее часто используются диапазоны длин волн красного, синего и ИК-излучения

$$k = \frac{\pi D}{\lambda} > 30, \quad (2)$$

где k – это параметр, характеризующий отношение диаметра частицы D к длине волны λ

Система, основанная на турбидиметрическом методе, будет обладать высоким быстродействием, и позволит регистрировать частицы диаметром от десятков нанометров до сотен микрометров.

На основе выбранного метода была предложена структурная схема, приведенная на рисунке 1. Она содержит источник излучения 1 (светоизлучающий диод), оптический канал 2, в котором световой поток ослабляется в зависимости от концентрации пыли $C_{\text{п}}$, ее дис-

персности D и расстояния l между источником и приемником излучения. Ослабленный световой поток попадает в окно приемника излучения 3, который является фотодиодом, передается в аналоговый блок, где происходит предварительное усиление предусилителем 4 и нормирование сигнала нормирующим усилителем 5). После аналогового блока сигнал поступает в цифровой блок, где оцифровывается при помощи АЦП и обрабатывается с помощью микроконтроллера.

Поскольку температура в шахтах колеблется от $+5$ до $+35$ °С, а светодиод обладает значительным тепловым дрейфом, то в структурную схему необходимо внести измерительный канал температуры и ввести его сигнал в цифровой блок для коррекции результатов. Для учета влияния влажности на концентрацию пыли также необходим канал измерения влажности.

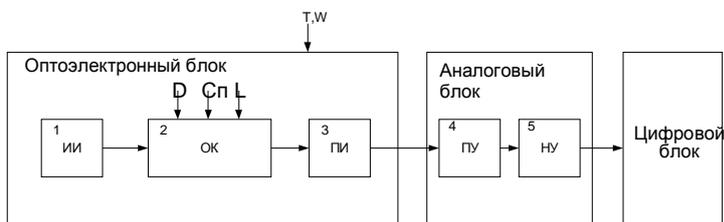


Рисунок 1 – структурная схема электронной системы контроля запыленности в угольных шахтах.

- 1 – источник излучения; 2 – оптический канал; 3 – приемник излучения;
4 – предварительный усилитель; 5 – нормирующий усилитель

На основе данной структурной схемы был собран макет, на котором планируется проводить дальнейшие исследования.

Выводы.

1. Проанализированы параметры рудничной атмосферы шахт, выбран и обоснован турбидиметрический метод, который позволяет определять концентрацию пыли с высокой точностью и быстродействием, а также дополнительно дисперсность пылевой среды.

2. На основе выбранного метода предложен вариант структурной схемы, которая будет учитывать влияние дестабилизирующих факторов (температура, влажность).

3. Разработан и изготовлен макетный образец, на основе которого будут проведены дальнейшие исследования.

Список источников.

1. Вовна А.В., Методы и средства аналитического измерения концентрации газовых компонент и пыли в рудничной атмосфере угольных шахт./Вовна А.В., Зори А.А. //Донецк: Издательство Донецкого национального технического университета, 2012. – 261 с.
2. Шевцов Н.Р. Взрывозащита горных выработок (курс лекций): Учебное пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Донецк: ДонНТУ, 2002. – 280 с.

V. Potapov, Candidate of Technical Sciences, Prof.,

A. Biks, master

Donetsk National Technical University

TO THE QUESTION OF INCREASING RELIABILITY COMBINE A COALFACE 1K101U

The paper presents and analyzed indicators of the reliability of the shearer type 1K101U in representative conditions. Identified functional system combine reliability which is crucial to the reliability of the machine as a whole.

Keywords: combine a coalface, 1K101U, the system is functional and reliability parameters, the failure

The problem and its relation to the scientific and practical problems. Digging coal working face using mostly shearers. The effectiveness of treatment is determined by the work, including the performance characteristics combine indicators of reliability. To study the operational reliability of the system need to be identified combine a coalface(CC) functional (SF) combine the reliability of which is essential to the machine as a whole.

Analysis of studies and publications. In this paper we present data describing the reliability of the combine cleaning 1K101U that the mines operated by the industry a long time.

Statement of the problem. This article is devoted to the important topic for the coal industry - to increase the reliability of the combine cleaning 1K101U. In this paper, obtained and analyzed indicators of the reliability of the functional systems of the shearer 1K101U in representative conditions. The aim of this study is to determine the functional systems of CC, the reliability of which is crucial to the reliability of the machine as a whole.

Presentation of the material and results. The primary source of information about the reliability of 1K101U authors used actual statistics obtained when operating the combine in the geological reservoir conditions h8 Mine "Shahtersk - deep". These data were obtained as a result of long-term observation of the work combine service personnel. Harvester operated in the representative for the purposes set out in Article, the conditions of excavation of the mine. Take out the power of 1.25 m, with the angle of incidence of 12-13°, coal resistance to cutting 160 N/mm.

Mode at the bottom of the combine - working three shifts and one repair and preparation .

Background information on the reliability of CO contained data for the period from the date of installation of the combine in the development and prior to removal for the issue to the surface. The observations were differentiated for the work of such major SF combine as: SF- system failure ; SCP- system change the position of the workers (WB) , SP- transfer system CC ; DSSC - dust suppression system and the cooling MS - mount system .

No structural modifications harvester spent 23 months and 18 days and is still used in the operation. Moving speed harvester was 2 m / min.

Faultlessness of combine we will estimate middle work on a refuse.

Statistical evaluation of the mean time to failure calculated by the formula [1] :

$$T = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n t_i \quad (1),$$

where t_i – the operating time to the i-th failure; n - the number of failures occurring in the course of this operating time.

Maintainability combine to estimate the average recovery time T_B . Statistical evaluation of the T_B is defined by the formula:

$$T_B = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n t_{\beta i} \quad (2)$$

where $t_{\beta i}$ - time to repair after the i-th failure. As the reliability of complex 1K101U use the coefficients: Preparedness - K_{Γ} and technical use - $K_{\text{ти}}$:

$$K_{\Gamma} = \frac{T}{(T + T_B)} \quad (3),$$

$$K_{\text{ти}} = \frac{\sum t_p}{\left(\sum_{i=1}^n t_i + \sum_{i=1}^n t_{\beta i} + \sum_{i=1}^n t_{\text{TOP}} \right)} \quad (4),$$

where $\sum t_p$ - total operating; $\sum_{i=1}^n t_{\text{TOP}}$ - the total time scheduled maintenance and repairs.

$$K_{\Gamma(\text{KO})} = \frac{1}{1 + \left[\left(\frac{1}{K_{\Gamma(\text{CP})}} - 1 \right) + \left(\frac{1}{K_{\Gamma(\text{CII})}} - 1 \right) + \left(\frac{1}{K_{\Gamma(\text{CuII})}} - 1 \right) + \left(\frac{1}{K_{\Gamma(\text{CIIIuO})}} - 1 \right) + \left(\frac{1}{K_{\Gamma(\text{CK})}} - 1 \right) \right]} \quad (5)$$

Analysis of baseline data to determine the reliability of the functional systems combine (Table 1) shows the following. During operation of the combine was recorded 244 failure pa operability elements of its functional systems (excluding incisors). The total time to repair harvester was approximately 581 hours, which corresponds to 4.5% of the total working time of planned operation (12906 hours).

Table 1 - Baseline data to determine the reliability of the functional systems combine

| Name of the Functional system, SF(to her component part) | Name Element of SF | Kind repair element SF | Amount refuses, n, things | Total work on a refuse,hr $\sum_{i=1}^n t_i$ | Time renewals , (limits measuring), hr | Total time of renewal, hr $\sum_{i=1}^n t_{ei}$ |
|--|--|------------------------|---------------------------|--|--|---|
| SF | cutter (ZR4.80) | repair | 7754 | 12673,4 | 0,02-0,04 | 232,6 |
| | auger | replacement, repair | 5 | 12861 | 9 | 45 |
| | billow-cog-wheel P79.01.013.-02 | repair | 12 | 12762 | 12 | 144 |
| | electric motor 4ЭДК04-110У5 | repair | 4 | 12862 | 10-12 | 44 |
| | Muffs of output billow EM | replacement, repair | 8 | 12850 | 6-8 | 56 |
| in all taking into account chisels | | | 7783 | | 0,02-12 | 521,6 |
| in all without the account of chisels | | | 29 | | 6-12 | 289 |
| SCP | Drive star | repair | 3 | 12888 | 5-7 | 18 |
| | Cuffs of drive star | replacement, repair | 20 | 12836 | 3-4 | 70 |
| | round link chain | replacement, repair | 2 | 12894 | 5-7 | 12 |
| | Supporting ski | repair | 20 | 12786 | 5-7 | 120 |
| | The hydraulic motor DP 510 | repair | 11 | 12898,8 | 0,3-1 | 7,2 |
| | Pupm NP120 | repair | 11 | 12898,8 | 0,3-1 | 7,2 |
| | Violation of impermeability of sleeves | replacement, repair | 48 | 12889,2 | 0,2-0,5 | 16,8 |
| in all on SCP | | | 115 | | 0,2-7 | 251,2 |
| SP | Pump KA80 | repair | 12 | 12897 | 0,5-1 | 9 |
| | hydraulic jack | repair | 23 | 12768 | 6 | 138 |
| | Working liquid | repair | 30 | 12900,7 | 0,1-0,25 | 5,25 |
| In all on SP | | | 65 | | 0,1-6 | 152,2 |
| DSSC | Sprayers of irrigation | repair | 15 | 12894,7 | 0,5-1 | 11,25 |
| | Violation of impermeability of sleeves | replacement, repair | 2 | 12905,5 | 0,25-0,5 | 0,45 |
| in all DSSC | | | 17 | | 0,25-1 | 11,7 |
| MS | Gathering(hairpins) | repair | 18 | 12789 | 5-8 | 117 |
| in all on DSSC | | | 18 | | 5-8 | 117 |

Table 2 shows data describing the quantitative reliability functional systems combine. Indicators of reliability of the systems as a whole (Total SFi) in Table 2 are given in the form of weighted averages.

Table 2 - Reliability of functional systems combine

| Name of the Functional system, SF (to her component part) | Name Element of SF | Middle work on a refuse, T, hr | Mean time of renewal of Tв, hr | Factor of readiness of K _Г |
|---|--|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------------|
| CF | cutter (ZR4.80) | 1,6 | 0,03 | 0,982 |
| | auger | 2572,2 | 9 | 0,997 |
| | billow-cog-wheel P79.01.013.-02 | 1063,5 | 12 | 0,989 |
| | electric motor 4ЭДК04-110Y5 | 3215,5 | 11 | 0,997 |
| | Muffs of output billow EM | 1606,2 | 7 | 0,996 |
| in all without the account of chisels | | 2114,4 | 9,8 | 0,979 |
| SCP | Drive star | 4296 | 6 | 0,999 |
| | Cuffs of drive star | 641,8 | 3,5 | 0,995 |
| | round link chain | 6447 | 6 | 0,999 |
| | Supporting ski | 639,3 | 6 | 0,991 |
| | The hydraulic motor DP 510 | 1172,6 | 0.65 | 0,999 |
| | Pupm NP120 | 1172,6 | 0.65 | 0,999 |
| | Violation of impermeability of sleeves | 268,5 | 0,35 | 0,999 |
| in all on SCP | | 2150,4 | 3,2 | 0,973 |
| SP | Pump KA80 | 12897 | 0,75 | 0,999 |
| | hydraulic jack | 12768 | 6 | 0,989 |
| | Working liquid | 12900,7 | 0,175 | 0,999 |
| in all on SCP | | 12855,2 | 2,3 | 0,987 |
| DSSC | Sprayers of irrigation | 12894,7 | 0,75 | 0,999 |
| | Violation of impermeability of sleeves | 12905,5 | 0,225 | 0,999 |
| in all on DSSC | | | | 0,998 |
| MS | Gathering(hairpins) | 710,5 | 6,5 | 0,991 |

Conclusions and directions for further research .

After analyzing the data we see that the grain cleaning 1K101U generally characterized by very high reliability, which can be explained by a sufficiently high level of service combine custodial staff and strict compliance manuals combine. So , for 1K101U $K_{Г} = 0.93$; $K_{ТИ} = 0.87$. System turned out to be the most problematic change the position of the workers , describing the lowest level of reliability of all the above components combine cleaning .In the future, in order to obtain other

performance indicators of the work of the shearer 1K101U , will conduct research on the loading of electric organ failure and specific energy consumption for the destruction of the array.

List of sources

1. Государственный стандарт союза ССР. Надежность в Технике. ГОСТ 27.002-89.- Издательство стандартов, 1990г. – С. 7,29.
2. Комбайн очистной узкозахватный 1K101У. Руководство по эксплуатации 1K101У.00.00.000 РЭ. «Горловский машзавод». 117с.

В.Г. Потанов, А.О. Бікс. До питання про підвищення надійності комбайна очистного 1K101У. У роботі приведені і проаналізовані показники, що характеризують надійність роботи очистного комбайна типу 1K101У в показних умовах експлуатації. Виявлена функціональна система комбайна, надійність якої має визначальне значення для машини в цілому.

Очисной комбайн, 1K101У, експлуатаційна надійність, відмова, поломка, втрати часу

V. Potapov, A. Biks. To the Question of Increasing Reliability Combine a Coal-face 1K101U

In the work presented and analyzed indicators of the reliability of the shearer in the flashy type 1K101U conditions. The observed functional systems combine the reliability of which is crucial for the machine as a whole.

Combine a coalface 1K101U, operational reliability, failure, failure, loss of time

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА УКД200-250 В ЗАДАННЫХ УСЛОВИЯХ

Е.В. Приходько, инженер, **В.А. Тарасенко**, канд. техн. наук,
доц., **А.Н. Сурженко**, канд. техн. наук, доц.
ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет»

На сегодняшний день в Украине наблюдается тенденция закрытия предприятий угольной промышленности. Однако, несмотря на это, данная отрасль по-прежнему является ведущей среди отраслей тяжелой промышленности. Чтобы «выстоять» в сложившейся ситуации, руководство шахт, которые продолжают полноценно функционировать (имеется ввиду регулярная добыча угля согласно установленного плана), вынуждены ежедневно доказывать состоятельность предприятия. При этом, применяются различные методы как экстенсивного характера (повышение добычи угля за счет увеличения длительности рабочего дня или нормы суточной добычи), так и интенсивного (усовершенствование технологии ведения очистных работ, применение современного оборудования и новейших разработок в сфере автоматизации процесса).

Малая мощность угольных пластов (0,6 – 1,2 м), которые залегают на территории Донецкого бассейна, обуславливает необходимость применения современного выемочного оборудования, специально предназначенного для тонких пологих и пологонаклонных пластов. Практически весь объем подземной добычи угля в Украине приходится на узкозахватные очистные комбайны, оснащенные шнековыми исполнительными органами.

Шнековые исполнительные органы (ИО) предназначены для комплектации высокопроизводительных очистных комбайнов как отечественного, так и зарубежного производства. Такие исполнительные органы получили наибольшее применение на узкозахватных комбайнах для пологих и пологонаклонных пластов. Ими оснащено около 96% общего числа очистных комбайнов. Шнековый ИО, оснащенный режущим инструментом, является начальным звеном во всей технологической цепи добычи угля. Поэтому эффективность функционирования очистных комбайнов в значительной мере зависит от работы шнекового ИО, резцы которого непосредственно контакти-

руют с угольным забоем и формируют его суммарную и динамическую нагруженность.

Известно, что нагруженность шнека определяется его параметрами, типом режущего инструмента и прочностными свойствами разрушаемого угольного массива. Поэтому соответствие параметров шнеков и режущего инструмента характеристикам разрушаемости пласта имеет важное значение, поскольку от этого зависит общая нагруженность комбайна а, значит, его теоретическая производительность и нагрузка на очистной забой в целом. Только в том случае, когда конструкция и параметры исполнительного органа комбайна будут соответствовать характеристикам разрушаемости угольного массива и эксплуатационным требованиям по производительности, сортности угля и надежности комбайна, можно говорить о высокоэффективной работе очистного забоя по добыче угля.

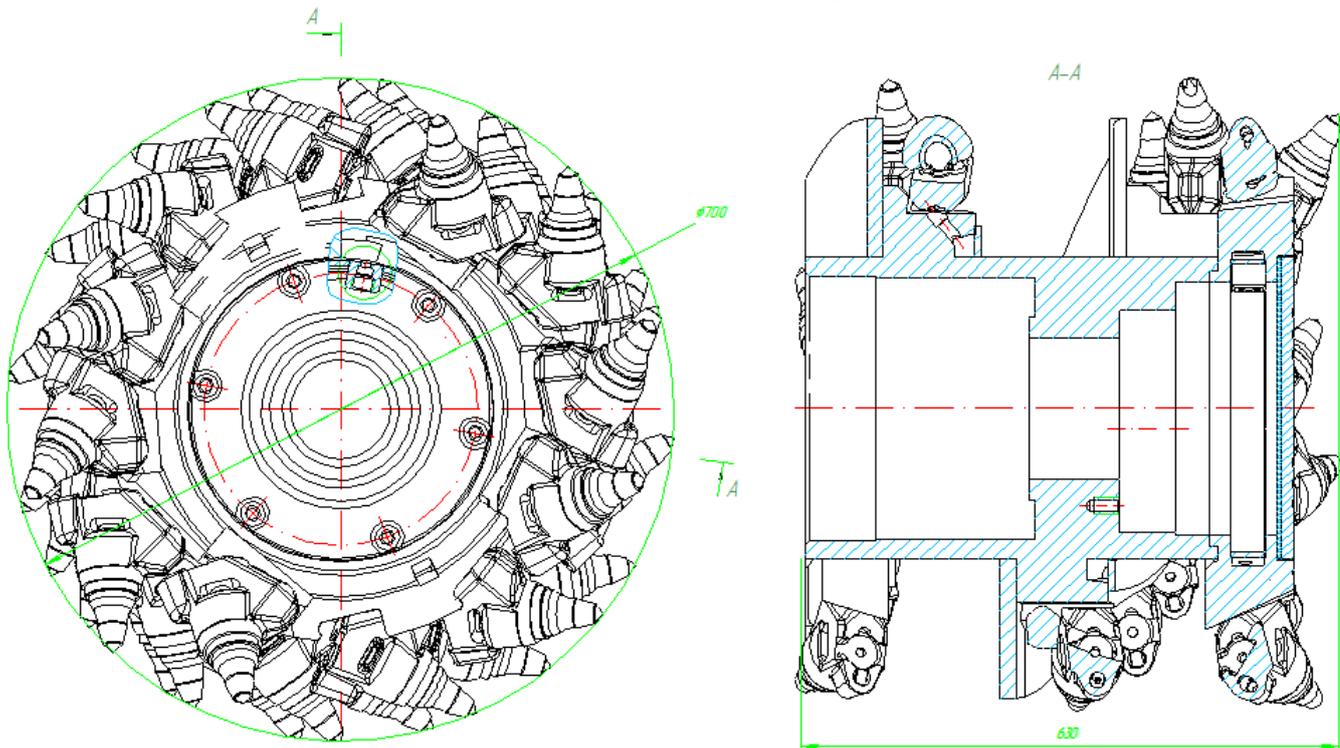
В настоящий момент при отработке тонких пластов актуальным остается вопрос повышения качества добываемого угля. Поэтому создание и внедрение высоконадёжных и энерговооружённых очистных комбайнов, обеспечивающих работу с нагрузками 1,5-2,5 тыс.тонн в сутки без присечек боковых пород, должно обеспечить значительное повышение качества добываемого угля, что особенно важно при добыче энергетических углей. В данное время очистной комбайн УКД200-250 является самым востребованным для отработки тонких пластов.

Именно поэтому с 2001 г. Новокраматорским машиностроительным заводом начато серийное производство узкозахватного очистного комбайна УКД200-250 с вынесенной системой подачи. Целью разработки было создание очистного комбайна нового технического уровня и повышенной надежности привода исполнительного органа взамен серийно выпускаемых КА80, К103М, 1К101УД в существующей для них области применения, а также для работы в диапазоне по вынимаемой мощности пласта комплексов 1МКДД, 1МКД90, 1МКД80, где другие очистные комбайны эффективно применяться не могут по фактору низкой эксплуатационной надежности.

Таким образом, современный шнековый комбайн УКД200-250 для тонких пластов по своей компоновке является наиболее приспособленным для работы в пластах от 0.8 – 1.3 м с применением шнеков диаметром 800 мм и 900 мм. И поэтому усовершенствование шнекового исполнительного органа данного комбайна, а именно уменьшение его диаметра до 700 мм, является весьма актуальным.

В результате проектирования шнекового исполнительного органа для следующих исходных данных: мощность пласта $m = 1.2$ м; угол падения пласта $\alpha = 20$ град; сопротивляемость угля резанию $A_p = 300$ кН/м; показатель степени хрупкости угля при резании, $E = 2.64$; скорость подачи комбайна $V_n = 5$ м/мин; частота вращения шнека $n = 78$ об/мин была спроектирована новая конструкция исполнительного органа комбайна диаметром 700мм (рисунок 1).

Рисунок 1 – Исполнительный орган комбайна



УКД200-250 диаметром 700 мм

Новая схема набора содержит 27 резцов типа РКС2. Ширины среза для линий резания от крайней кутковой до забойных составляют соответственно $t_{cp,i}$: 25, 25, 25, 55, 55, 55, 60, 60, 65, 65, 79, 70 мм, ширина захвата при этом составляет 630мм. Выполненные расчеты подтвердили, что скорость перемещения комбайна соответствует максимально возможной, обеспечиваемой вынесенной системой перемещения ВСП – 5 м/мин, а нагрузки в приводе не превышают заложенных разработчиками комбайна.

Список источников.

1. Обладнання очисних вибоїв вугільних шахт / Укл. В.П. Кондрахін В.П., М.І. Стадник, Г.В. Петрушкін, М.М. Лисенко – Донецьк: ДонНТУ, 2008. – 90с.
2. Гірничі машини для підземного видобування вугілля: Навч. посіб. для вузів / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкін, М.М. Лисенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев; Під заг. ред. П.А. Горбатова. – 2-ге вид. Перероб. і доп. – Донецьк: Норд Комп'ютер, 2006 – 669с.: іл.

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТРАНЗИСТОРНЫХ РЕГУЛЯТОРОВ НАПРЯЖЕНИЯ В СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТНЫМ РЕЖИМОМ ПУСКА ШАХТНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

А.А. Снежко, студент,

К.Н. Маренич, канд. техн. наук, проф.,

ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет»

На основании исследования компьютерной модели выявлены колебательные процессы в системе стабилизации скорости электропривода горной машины на основе применения тиристорного регулятора напряжения и обоснована целесообразность применения транзисторного регулятора напряжения.

Шахтный ленточный конвейер является мощной электромеханической транспортной установкой, комплектуется как правило несколькими асинхронными двигателями с короткозамкнутым ротором и относится к системам с распределенными параметрами. Обычно структурная схема электромеханической системы конвейера представляется совокупностью элементарных масс и упругостей ленты (рис. 1) [1].

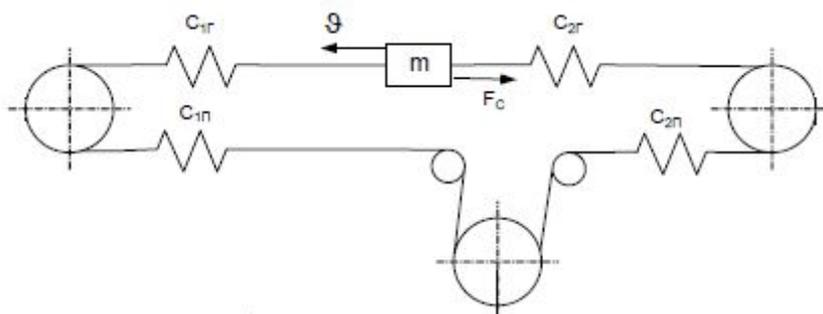


Рисунок 1 - Поступательная динамическая модель ленточного конвейера, где C_{1r} , C_{2r} - коэффициенты жесткости участков грузовой ветви ленты; C_{1n} , C_{2n} - коэффициенты жесткости участков порожней ветви ленты

В свою очередь указанные параметры обуславливают неодновременность распределения скоростей и усилий в тяговом органе при интенсивном разгоне привода. В то же время существует техническое противоречие, поскольку контакторный пуск асинхронного двигателя, отличающийся высокой интенсивностью разгона, сопровождается значительными динамическими усилиями в тяговом органе (рис. 2) [1].

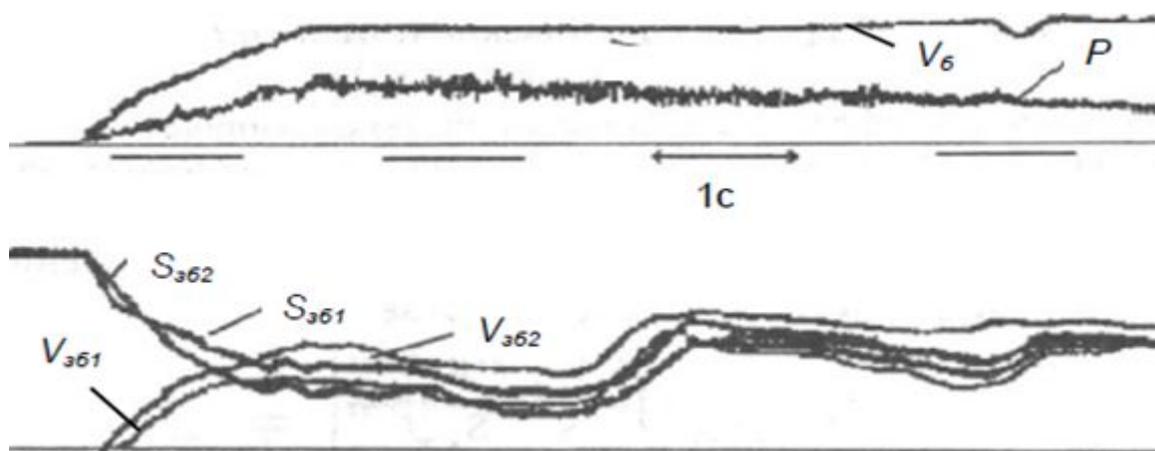


Рисунок 2 – Осциллограммы параметров пуска ленточного конвейера 1Л100К-1 при непосредственном подключении приводного двигателя мощностью 100 кВт к сети:

V_b – скорость барабана конвейера; $V_{зб1}$; $V_{зб2}$ – скорость участка ленты, сбегаящей с барабана (параметры 1-го та 2-го датчиков); $S_{зб1}$; $S_{зб2}$ – растягивающее усилие в участке ленты, сбегаящей с барабана (параметры 1-го та 2-го датчиков); P – мощность двигателя

В связи с этим промышленно выпускаются устройства плавного, основу которого составляет трехфазные тиристорные регуляторы напряжения, изменяющие напряжение плавно по заданному закону, либо изменяющие напряжение в функции соотношения фактической и заданной скорости привода. Первый способ имеет ограниченную область применения, поскольку не позволяет поддерживать заданную диаграмму скорости при колебаниях момента сопротивления. Учитывая, что при работе шахтного ленточного конвейера момент сопротивления может изменяться в широком диапазоне представляется приемлемым использовать второй способ, в частности, одноконтурную систему автоматического управления с обратной связью по скорости (рис. 3).

Анализ функциональных свойств тиристорного регулятора напряжения показывает что в такой системе тиристоры будут включаться по сигналу системы управления, т.е. в режиме фазового регулирования напряжения, а отключаться в зависимости от соотношений мгновенных фазных напряжений сети. Невозможность принудительного отключения тиристоров в схеме регулирования напряжением обуславливает вероятность подвода больших по величине напряжений к двигателю, чем это потребуется в конкретный момент времени, что обуславливает вероятность повышения колебаний скорости при разгоне и создаются прецеденты введения повышения углов отпира-

ния тиристоров. В связи с этим представляется приемлемым изменить схему трехфазного регулятора напряжения асинхронного двигателя заменив тиристоры на транзисторы. Анализ свойств такой схемы в режиме поддержания заданной скорости привода может быть выполнен на основе компьютерной модели, показанной на рис. 4.

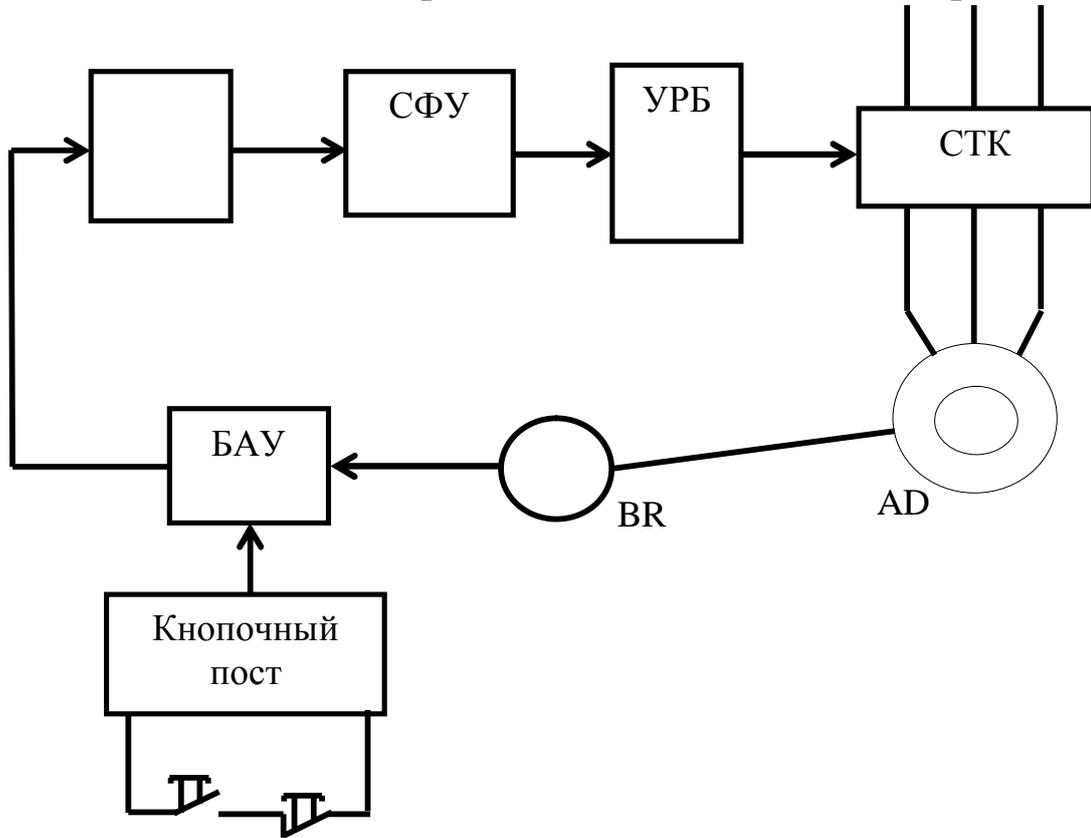


Рисунок 3 – Структурная схема тиристорного регулятора напряжения

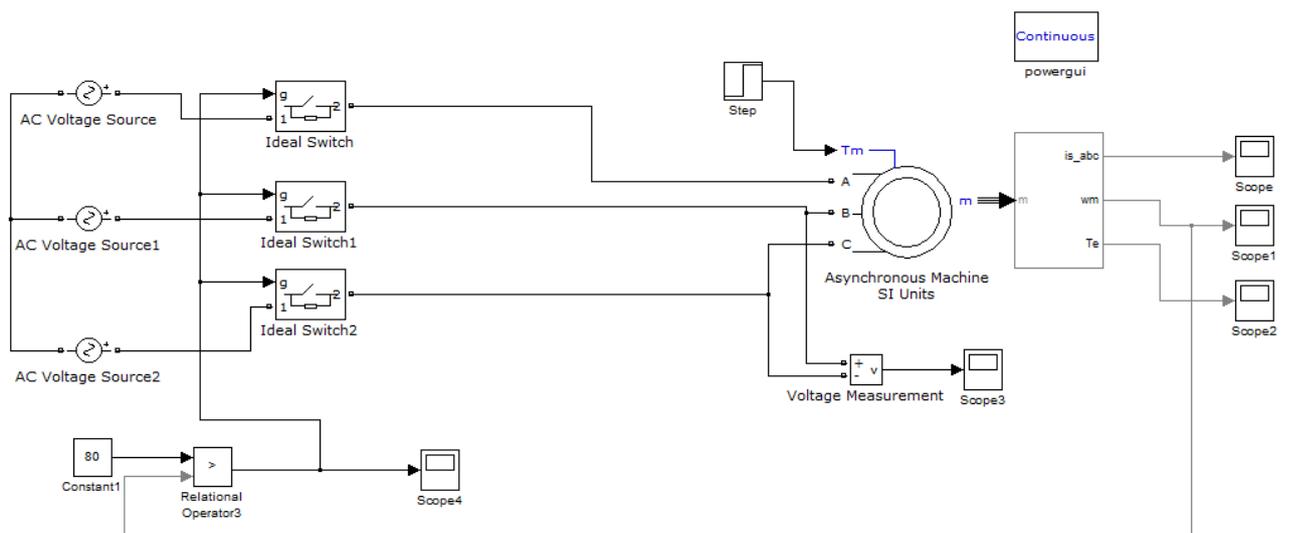


Рисунок 4 – Компьютерная модель транзисторного регулятора напряжения

В рассматриваемой модели используется двигатель ЭДКОФВ315М4 с напряжением питания 660 В. Момент сопротивления задается блоком Step. В качестве транзисторов в данной модели используются идеальные ключи, схожие по функциям с IGBT. Для реализации режима поддержания скорости в схему введен блок константы, который равен половине номинальной скорости вращения приводного вала. Сигнал с блока задания порога скорости (Constant) сравнивается с фактической скоростью с помощью блока сравнения (Relational Operator). Если фактическая скорость привода меньше порогового значения, блок сравнения подает на ключи логическую единицу и они открываются. В противном случае ключи заперты. Таким образом реализуется режим поддержания заданной скорости привода, который показан на рис. 5.

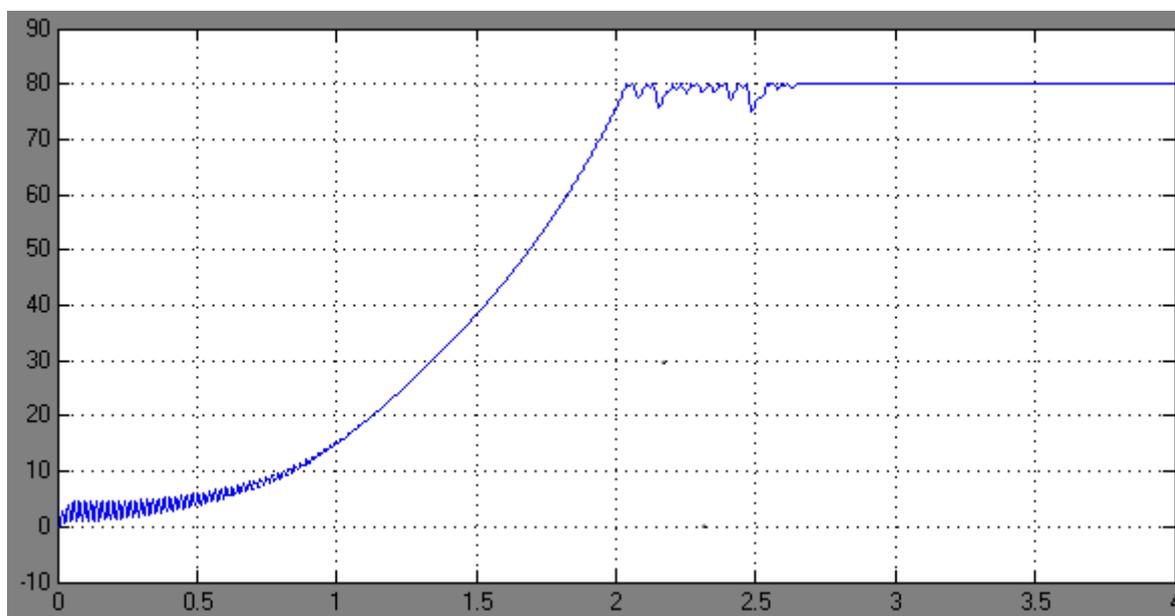


Рисунок 5 – Диаграмма скорости асинхронного двигателя с использованием транзисторного регулятора напряжения

Применив данную компьютерную модель для анализа процесса поддержания скорости с помощью тиристорного регулятора напряжения получим диаграмму скорости, показанную на рис. 6.

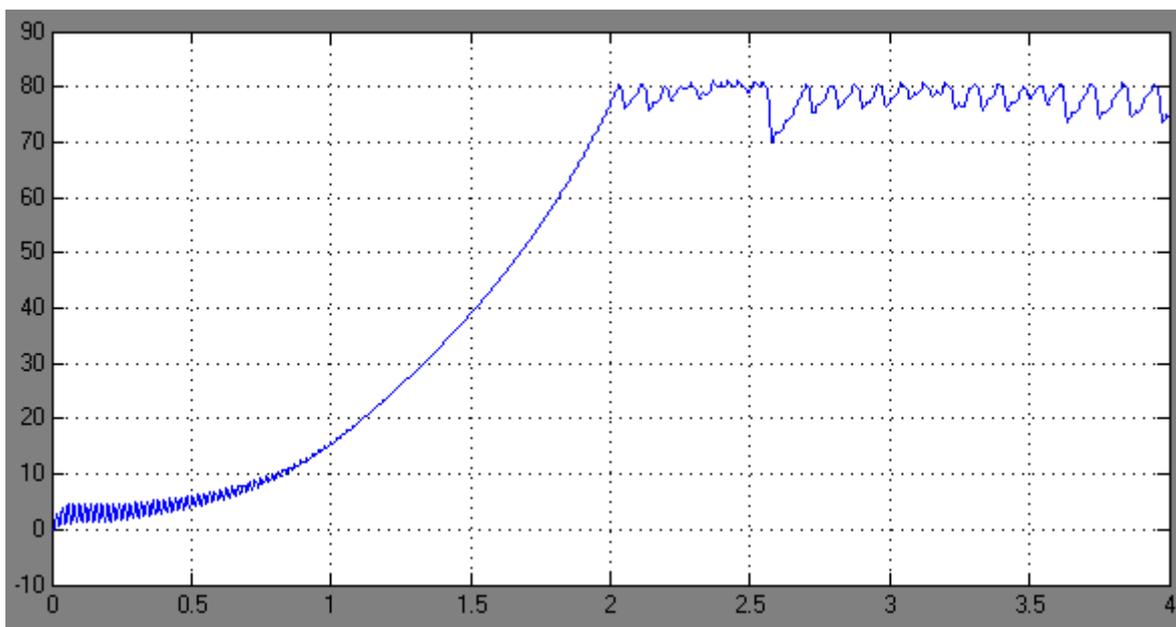


Рисунок 6 - Диаграмма скорости асинхронного двигателя с использованием тиристорного регулятора напряжения

Из анализа диаграмм следует, что применение тиристорного регулятора напряжения в системе автоматической стабилизации скорости в отличие от транзисторного регулятора допускает колебания фактической скорости привода, вследствие задержек по времени на отключение тиристорных ключей, что свойственно тиристорам, как объекту, отключаемому сетью. Таким образом подтверждается вывод о преимуществе применения транзисторного регулятора напряжения в системе автоматической стабилизации скорости горной машины.

Список источников.

1. Маренич К.Н. Асинхронный электропривод горной машины. Корректировка пусковых параметров / Маренич К.Н.; Сб. науч. тр. горно-электромеханического факультета.- Донецк: ДонГТУ, 1996.- С.176 – 177.
2. Ставицкий В.Н., Маренич К.Н. Полупроводниковый преобразователь для автоматизированного электропривода горной машины. // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: обчислювальна техніка та автоматизація. Випуск 58. – Донецьк: ДонНТУ, 2003. – с. 122 – 129
3. Технические средства автоматизации в горной промышленности: Учебное пособие / В.И. Груба, Э.К. Никулин, А.С. Оголобченко. – К.: ИСМО, 1998. – 373 с
4. Герман-Галкин С.Г. Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в Matlab 6.0: Учебное пособие. – СПб.: КОРОНА принт, 2001. – 320 с., ил.
5. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин: Учеб. для вузов по спец. «Электрич. машины». – М.: Высш. шк., 1987. – 284 с.:ил.
6. Маренич К.Н. А.С. 1824835 СССР, МКИ В65С23/00 Способ управления пуском шахтного ленточного конвейера и устройство для его осуществления. К.Н. Маренич, С.В. Дзюбан, И.Т. Сидоренко и др. (СССР), опубл. 05.02.1990

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЫЕМКИ ТОНКИХ ПЛАСТОВ УЗКОЗАХВАТНЫМИ ОЧИСТНЫМИ КОМБАЙНАМИ

Е.Ю. Степаненко, канд. техн. наук, ст. преп.,

Б.И. Калимбет, студент,

Донецкий национальный технический университет

Выполнен сравнительный анализ эффективности выемки тонких пластов серийными узкозахватными очистными комбайнами по критерию максимально возможной теоретической производительности и установлены факторы, оказывающие негативное влияние на производительность выемки

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. Угольная промышленность является основной сырьевой и энергетической базой всех отраслей народного хозяйства Украины, а каменный уголь - единственным стратегическим энергоносителем, имеющим большие запасы и ресурсы в недрах нашей страны [1]. Уголь залегает на большой глубине в маломощных пластах, 80% из которых мощностью до 1,2 м [2]. Это обуславливает высокую себестоимость добычи и необходимость интенсивного роста производительности очистных забоев. Обеспечение энергобезопасности Украины и конкурентоспособности ее угольных шахт может быть достигнуто путем роста нагрузок на очистные забои до 5-ти тысяч и более тонн в сутки. Поэтому создание высокоэффективных технологических схем выемки тонких пластов для шахт Донбасса и Украины в целом является актуальной научной задачей.

Анализ исследований и публикаций. В последнее время на территории Украины наблюдается резкая тенденция истощения угольных пластов средней мощности и мощных, поэтому вопрос выемки тонких пластов становится все более актуальным, о чем свидетельствует ряд научных публикаций [2-4]. На основе анализа литературных источников установлены несколько возможных способов эффективной выемки тонких пластов: бурошнековый, струговый (скрепероструговый), агрегатный и комбайновый. Наиболее изученным и распространенным на шахтах Украины является комбайновый способ выемки. Узкозахватные очистные комбайны в силу своих конструктивных особенностей могут применяться для выемки угольных пластов мощностью от 0,6 м. Так как до настоящего времени очистные комбайны использовались преимущественно для выемки средней мощности и

мощных пластов, вопрос выемки тонких пластов при помощи узкозахватных комбайнов изучен недостаточно глубоко.

Постановка задачи. Оценить потенциальные возможности серийных узкозахватных ОК по выемке тонких пластов мощностью до 1.2 м и выявить основные факторы, оказывающие влияние на эффективность процесса выемки.

Изложение материала и результаты.

К серийным узкозахватным ОК для выемки тонких пластов мощностью m относятся: 1К103М ($m=0.6-1.2$ м), МК67М ($m=0.7-1$ м), КА200 ($m=0.8-1.25$ м), 1К101У ($m=0.79-1.2$ м), УКД300 ($m=0.85-1.3$ м) и др. Их конструкции могут быть скомпонованы по 3-м основным схемам [5]:

Схема 1 (рис.1а): Корпус 1 комбайна находится над ставом забойного конвейера 2. Ограничивают применение такой схемы высота корпуса комбайна от почвы и клиренс h_k под корпусом до днища рештака. Поэтому для тонких пластов эта схема может применяться только при одностороннем расположении исполнительного органа. Когда при указанном направлении вектора скорости конвейера V_k основная масса угля не проходит под корпусом комбайна.

Схема 2 (рис.1б): Корпус 1 размещен между исполнительными органами. Над ставом конвейера 2 расположен портал 3, снабженный захватом за круглую направляющую 4. Недостаток схемы - возможность самозарубки исполнительных органов только косыми заездами по концам лавы.

Схема 3 (рис.1в): Корпус 1 комбайна размещен в специально образованной дороге 5 позади рештаков забойного конвейера 2 со стороны выработанного пространства. Портал 3, в котором размещена силовая передача в виде режущей цепи к исполнительным органам комбайна – вертикальным барабанам, имеет захват для круглой направляющей 4. Недостаток схемы – большая ширина рабочего пространства, занятого комбайном и конвейером.

Для возможности работы комбайна с симметричным двусторонним расположением исполнительного органа величина h_k не должна быть меньше 200 мм, что и предопределяет минимальную вынимаемую мощность при такой схеме.

Выемка угля на тонких пластах осуществляется ОК в составе механизированного комплекса, который представляет собой комплект добычного и транспортного оборудования и механизированной крепи, увязанный по основным техническим параметрам. Эффектив-

ность работы комбайна на тонких пластах зачастую ограничивается недостаточной мощностью двигателей вследствие стесненности рабочего пространства. Сложной проблемой является также отсутствие надлежащего управления положением комбайна и обеспечение необходимой погрузочной способности исполнительного органа.

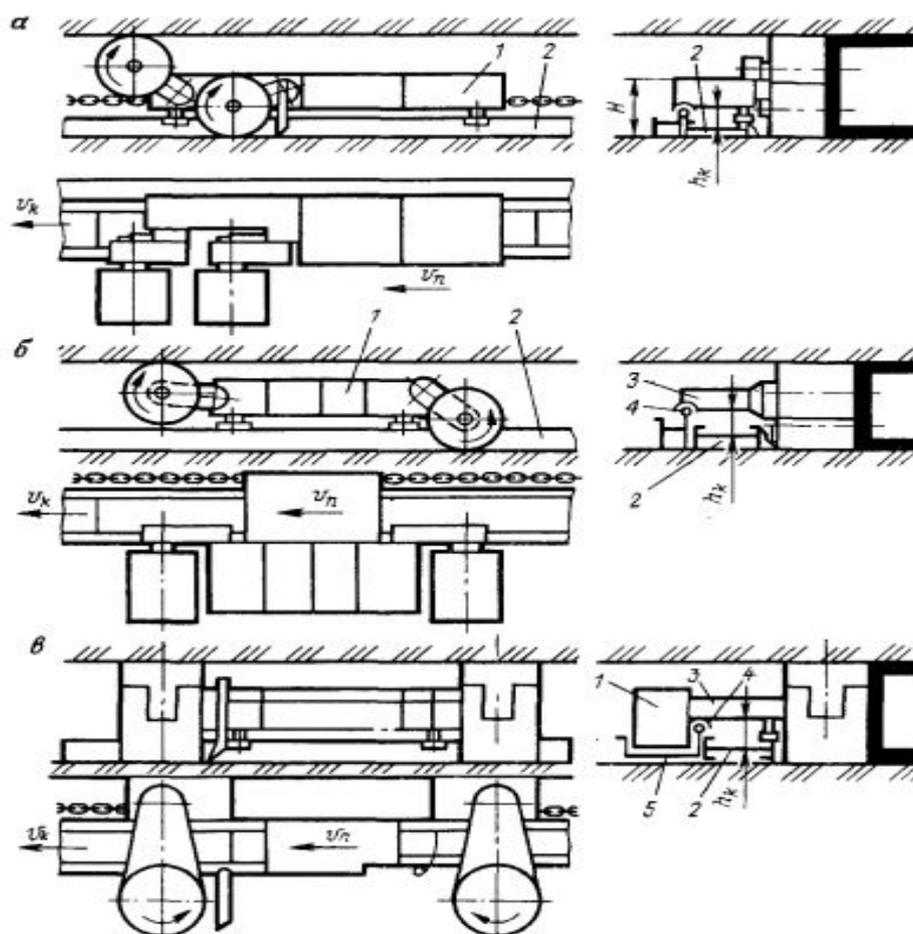


Рисунок 1 – Компоновочные схемы узкозахватных очистных комбайнов для выемки тонких пластов

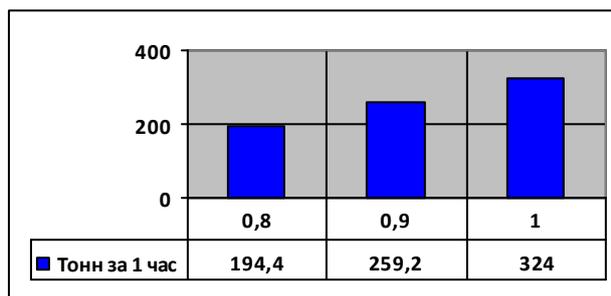
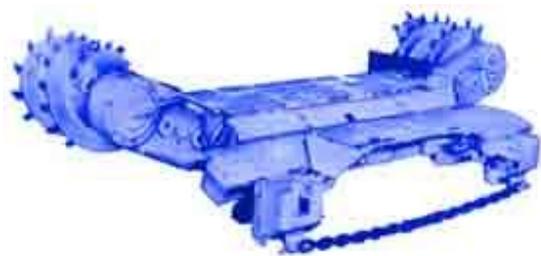
Для оценки потенциальных возможностей выемки тонких пластов ОК выполнен сравнительный анализ эффективности их работы по критерию максимально возможной теоретической производительности, которая может быть рассчитана по формуле [4]:

$$Q = 60H_p B_3 V_n \gamma, \text{ т/час},$$

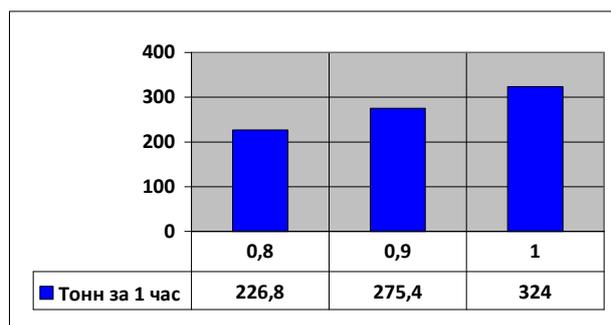
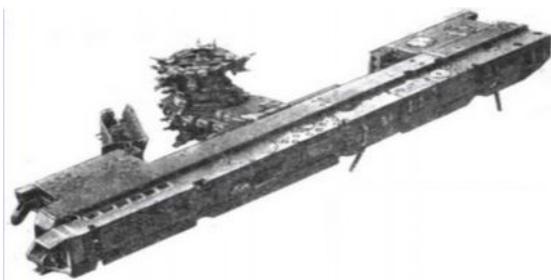
где H_p - расчетная мощность вынимаемого пласта, м; B_3 - ширина захвата комбайна, м; V_n - рабочая скорость подачи комбайна, м/мин; γ - плотность вынимаемого массива угля, т/м³.

Результаты расчета теоретической производительности комбайнов К103М, МК67М, КА200 и УКД300 приведены на рис.2.

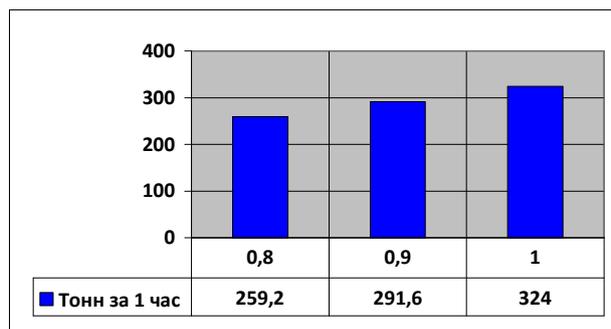
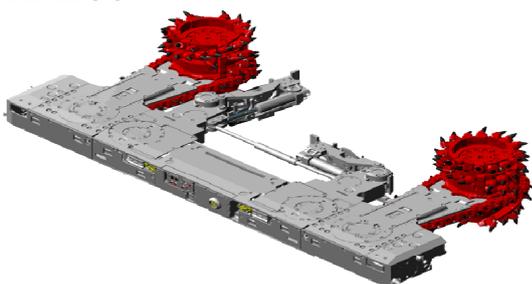
К103М



МК67М



КА200



УКД300

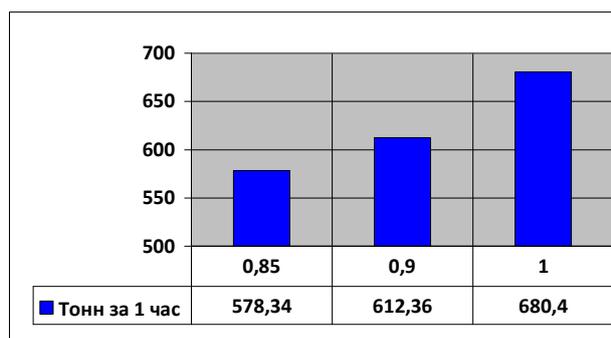


Рисунок 2 – Зависимости теоретической производительности очистных комбайнов от вынимаемой мощности пласта

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 2, показывает, что все рассмотренные ОК могут обеспечить теоретическую производительность не менее 4000 т за 20 рабочих часов в сутки при выемке пластов мощностью 0.8-1м. Наиболее высокие показатели теоретической производительности имеет ОК нового технического уровня

УКД-300, оснащенный 2-мя поворотными автономными режущими частями и встроенными в портал механизмами подачи с электрическим авторегулируемым приводом на базе частотного преобразователя. Потенциально этот комбайн может обеспечить производительность выемки порядка 12-14 тыс. т/сут при выемке пластов мощностью 0.85-1м. Однако, как показывает опыт эксплуатации ОК, реальные показатели очистной выемки из лавы в несколько раз меньше возможных. Так, реальная среднесуточная производительность выемки составляет: для комбайна К103М – 385.7 т/сут; для комбайна КА200 – 1010.7 т/сут; для комбайна УКД300 – 638.5 т/сут [6].

Существенное влияние на величину производительности выемки угля из лавы оказывают потери чистого времени работы комбайна по выемке на подготовительно-заключительные операции; самозарубку комбайна; управление комбайном при выемке угля (ручное); вспомогательные операции; передвижку секций крепи и зачистку ее основания; перегон комбайна (при односторонней схеме выемки); ручную зачистку забоя от не погруженного комбайном угля; передвижку конвейера и подготовку к ней; крепление сопряжений лавы с транспортным и вентиляционным штреками; внеплановое устранение отказов комбайна и замену рабочего инструмента.

Главным условием обеспечения высокой производительности выемки угля из лавы наряду с обеспечением безотказной работы комбайна и требуемой надежности рабочего инструмента является необходимость непрерывной работы комбайна по выемке, то есть максимальное совмещение во времени всех технологических операций. Все оборудование, входящее в состав очистного механизированного комплекса должно быть оснащено современными средствами технической диагностики для своевременного выявления дефектов и предотвращения отказов машины в процессе угледобычи, а ручное управление основными технологическими операциями должно быть полностью компьютеризировано.

Таким образом, одним из перспективных направлений повышения эффективности работы серийных узкозахватных очистных комбайнов в условиях тонких пластов является создание единой интеллектуальной системы управления и технической диагностики всего технологического оборудования, входящего в состав очистного механизированного комплекса.

Выводы и направление дальнейших исследований. Приведены существующие компоновочные схемы узкозахватных очистных ком-

байнов для выемки тонких пластов. Выполнен сравнительный анализ эффективности работы серийных машин этого класса по критерию максимально возможной теоретической производительности. Установлено, что современные узкозахватные очистные комбайны могут обеспечить теоретическую производительность не менее 4000 т за 20 рабочих часов в сутки при выемке пластов мощностью 0.8-1м. Однако в реальности, эти машины дают среднесуточную производительность не более 1000 т. Это обусловлено наличием ручного управления большинством технологических операций очистного механизированного комплекса и низкой концентрацией работ в лаве. Направлением дальнейших исследований является разработка структуры высокоэффективной системы компьютерного управления основными технологическими операциями очистного механизированного комплекса с максимальным совмещением их во времени.

Список источников.

1. Бабиюк Г.В. Оценка эффективности горнопроходческих работ / Г.В. Бабиюк, Е.С. Смекалин, Г.В. Ходыревский // Уголь Украины. - 2001. - №5. - С. 6-9.
2. Характеристика угольного потенциала Украины [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://industryall.biz/article/promyshlennost/105/ukraines-coal-industry>. - Опубликовано: 30.11.2011.
3. Угледобывающие комбайны для наклонных и крутонаклонных тонких (0,55-1) м угольных пластов [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://rozrobkinauchni.vsocorp.org/горные-машины/угледобывающие-комбайны-для-наклонн/>. - Опубликовано: ноябрь-декабрь 2012г.
4. Горбатов П.А. Гірничі машини для підземного видобування вугілля. - Донецьк, 2006. - 669с.
5. Кантович Л.И. Горные машины / Л.И. Кантович, В.Н. Гетопанов. – М., 1989. – 304с.
6. Стендовые и шахтные испытания вынесенной системы подачи очистного комбайна / Стадник Н.И., Мезников А.В., Мельниченко А.А., Новоженин Ю.С., Сергеев А.В., Головин В.Л., Коваленко А.В., Косарев В.В., Пурис М.А., Кондрахин В.П. // Решение научно-технических проблем при создании и внедрении современного горно-шахтного оборудования. Сборник научных трудов ГП «Донгипроуглемаш». – 2008. – С. 294-303.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЫЕМКИ ТОНКИХ ПЛАСТОВ ШИРОКОЗАХВАТНЫМИ ОЧИСТНЫМИ КОМБАЙНАМИ

Е.Ю. Степаненко, канд. техн. наук, ст. преп.,

А.Т. Красильников, студент,

Донецкий национальный технический университет

Выполнен сравнительный анализ эффективности выемки тонких пластов серийными широкозахватными очистными комбайнами по критерию максимально возможной теоретической производительности и установлены факторы, оказывающие негативное влияние на производительность выемки

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. Единственным стратегическим энергоносителем, достаточные запасы которого сосредоточены на территории нашей страны, является уголь. Уголь залегают на большой глубине в маломощных пластах, 80% из которых мощностью до 1,2 м [1]. Следует отметить, что в весьма тонких и тонких пластах залегают большие запасы углей высокого качества (например, в пластах мощностью до 0.8 м средневзвешенная зольность углей находится в пределах 13%, в то время как зольность добываемых в настоящее время углей в 2 и более раз выше). В Донбассе насчитывается 669 весьма тонких шахтопластов (распределение их по мощности приведено в табл.1), из которых 243 пологие, 57 наклонные, 369 крутонаклонные и крутые [2]. По расчетам специалистов, запасы угля в пластах мощностью более 0.8 м будут исчерпаны в ближайшие 110 лет, и в перспективе придется обрабатывать тонкие и весьма тонкие пласты. Поэтому вопрос создания высокоэффективных технологических схем выемки тонких и весьма тонких пластов для шахт Донбасса и Украины в целом является актуальной научной задачей, стоящей перед угольной отраслью нашей страны уже сегодня.

Таблица 1 – Распределение пластов по мощности (Донецкий бассейн)

| Мощность пласта, м | до 0.5 | 0.51-0.55 | 0.56-0.6 | 0.61-0.65 | 0.66-0.8 |
|-------------------------|--------|-----------|----------|-----------|----------|
| Удельный вес пластов, % | 5.4 | 6.9 | 18.5 | 15.6 | 53.6 |

Анализ исследований и публикаций. Вопрос выемки тонких и весьма тонких пластов становится все более актуальным, о чем свидетельствует ряд научных публикаций [1-3]. На основе анализа литературных источников установлены несколько возможных способов выемки тонких пластов:

- бурошнековая;
- струговая или скрепероструговая;
- агрегатная;
- комбайновая (узкозахватная или широкозахватная).

Наиболее изученной и распространенной на шахтах Украины является выемка угля очистными комбайнами (ОК). В литературе можно найти достаточно много материала, касающегося узкозахватной выемки угольных пластов, при этом, широкозахватная выемка освещена в малом объеме. Это связано с тем, что широкозахватные очистные комбайны на сегодняшний день не выпускаются, хотя все еще используются на некоторых шахтах Украины. Пик разработки и внедрения широкозахватных комбайнов приходится на 50-60-е годы прошлого столетия. Почему же они не нашли широкого применения и насколько высоки их потенциальные возможности по разработке тонких пластов в будущем? Ответить на этот вопрос можно, проанализировав и обобщив литературные источники, упоминающие о широкозахватной выемке угольных пластов.

Постановка задачи. Оценить потенциальные возможности серийных широкозахватных ОК по выемке тонких пластов мощностью до 1,2 м и выявить основные факторы, оказывающие влияние на эффективность процесса выемки.

Изложение материала и результаты.

Широкозахватная выемка – это способ добычи угля, при котором разрушение угольного массива исполнительными органами горных машин производится на глубину более 1м. К серийным широкозахватным ОК для выемки тонких пластов мощностью m относятся Кировец-2К ($m=0,55-1,2$ м) и 2КЦТГ ($m=0,55-0,75$ м).

Типовая технологическая схема выемки угля широкозахватным ОК [4, 5] приведена на рис.1. Широкозахватный комбайн обычно осуществляет выемку угля в направлении снизу вверх, а в обратном направлении производится его холостой перегон. Перемещается комбайн вдоль лавы с помощью каната, один конец которого крепится к упорной стойке, а второй конец навивается на барабан механизма подачи. Длина тягового каната 30-40м, поэтому комбайн периодически

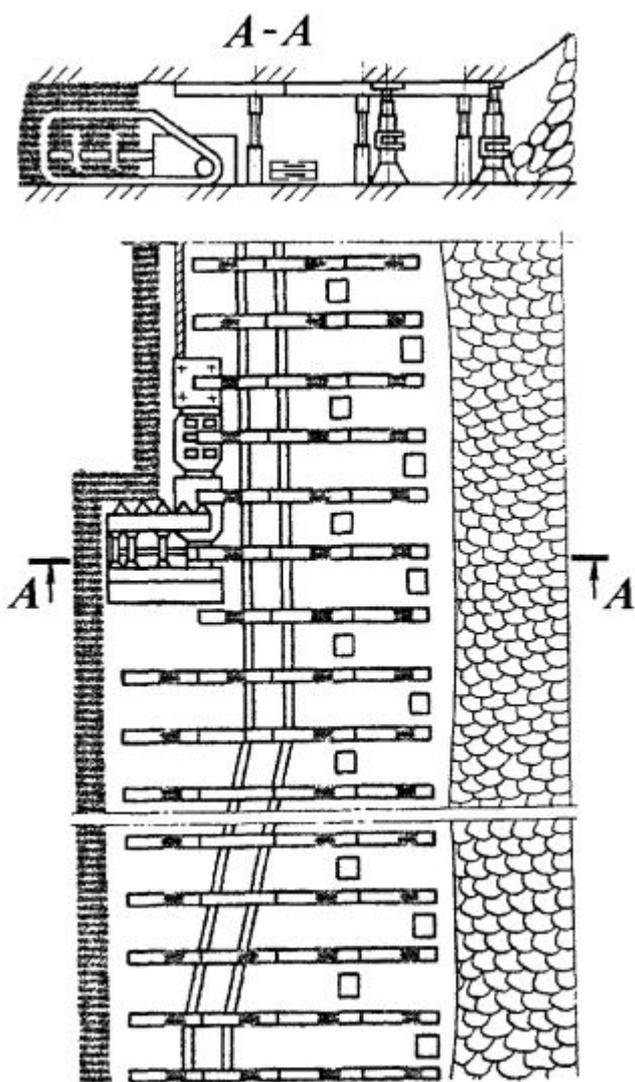


Рисунок 1 – Схема выемки угля широкозахватным комбайном

останавливается для разматывания каната и переноса упорной стойки.

До начала работы комбайна в нижней части лавы подготавливается ниша размером 4-6 м по восстанию и 2 м по простиранию пласта. Нишу таких же размеров подготавливают и в верхней части лавы. Нижняя ниша лавы предназначена для монтажа комбайна, верхняя – для заблаговременной выемки оставшегося уступа угля.

Работы в очистном забое ведутся циклично. В цикл выемки полосы угля, равной ширине захвата исполнительного органа, по всей длине лавы входят: отбойка и погрузка угля комбайном, доставка угля и крепежных материалов, крепление рабочего пространства в лаве, оформление забоя, подготовка ниш в нижней и верхней частях лавы, перевод комбайна из рабочего положения в транспортное, перегон его по лаве, перевод из транспортного положения в рабочее, переноска или передвижка забойного конвейера на новую дорожку, выполнение работ по управлению кровлей.

Для оценки потенциальных возможностей выемки тонких пластов широкозахватными ОК выполнен сравнительный анализ эффективности их работы по критерию максимально возможной теоретической производительности, которая может быть рассчитана по формуле:

$$Q = 60H_p B_3 V_n \gamma, \text{ т/час,}$$

где H_p - расчетная мощность вынимаемого пласта, м; B_3 - ширина захвата комбайна, м; V_n - рабочая скорость подачи комбайна, м/мин; γ - плотность вынимаемого массива угля, т/м³.

Результаты расчета теоретической производительности комбайнов Кировец-2К и 2КЦТГ приведены на рис.2.

Комбайн Кировец-2К
($B_3 = 1.65; 1.8\text{м}$)



Комбайн 2КЦТГ
($B_3 = 1.6\text{м}$)

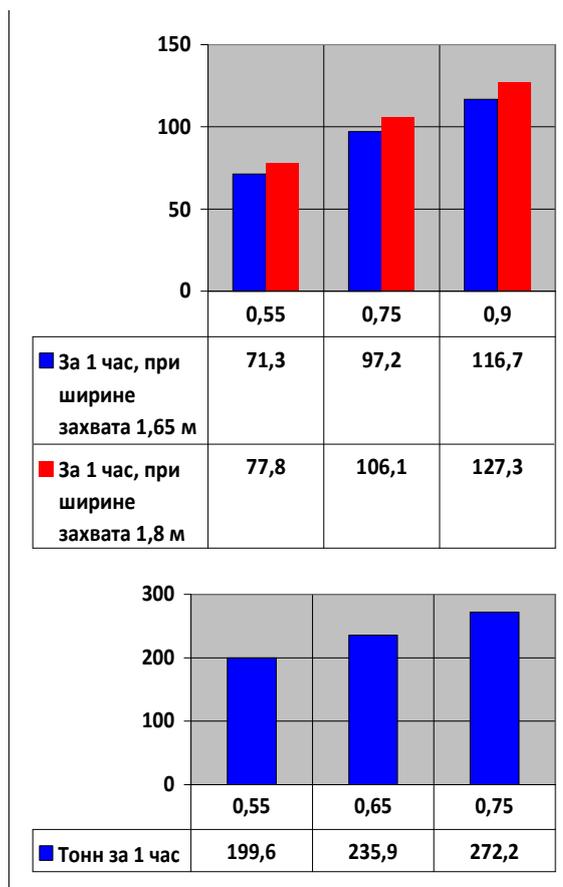
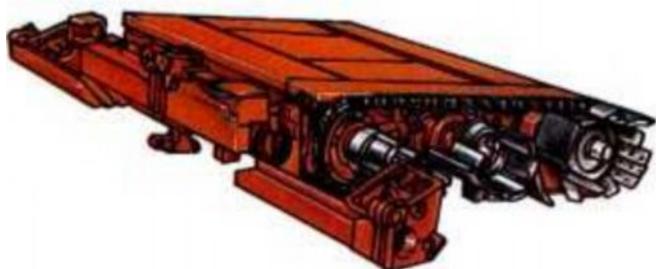


Рисунок 2 – Зависимости теоретической производительности очистных комбайнов от вынимаемой мощности пласта

Анализ зависимостей, приведенных на рис.2, показывает, что рассмотренные широкозахватные ОК могут обеспечить теоретическую производительность не менее 1500-4000 т за 20 рабочих часов в сутки при выемке пластов мощностью от 0.55м. Однако в реальности среднесуточная производительность широкозахватной комбайновой выемки составляет 111 тонн в сутки [6]. Это обусловлено в первую очередь тем, что большинство технологических операций по выемке угля выполняется вручную и приводит к значительным непроизводительным потерям времени. Поэтому применять широкозахватные комбайны на крупных шахтах не представляется целесообразным. Однако, широкозахватная выемка может быть эффективной в условиях маленьких шахт.

В пределах шахтных полей мощности пластов существенно не изменяются, их колебания, как правило, не превышают 0.2 м [2]. Это

позволяет применять угольные комбайны с одним исполнительным органом без существенной регулировки по мощности пласта. Специфической особенностью работы широкозахватного комбайна является наличие значительного незакрепленного пространства, что требует высокой устойчивости боковых пород. С этой позиции условия залегания угольных пластов в недрах Донбасса весьма благоприятные, т.к. кровли весьма тонких и тонких пластов относятся преимущественно к устойчивым и средней устойчивости [2].

Кроме того, к полезным особенностям широкозахватных комбайнов для весьма тонких наклонных и крутонаклонных угольных пластов можно отнести [2]:

1) Все широкозахватные комбайны работают с почвы пласта, 2КЦТГ – в лоб уступа, Кировец-2К – фланговая машина, т.е. им не всегда нужен конвейер для опоры или базы.

Это плюс для маленьких шахт. На конвейере можно существенно сэкономить, либо отказаться от него при наклонном или крутонаклонном залегании пласта, когда возможно применение скатов или склизов, набранных из листов металла;

2) Все широкозахватные комбайны могут удовлетворительно грузить уголь на параллельную машинную дорогу – конвейер или скат, что очень важно при наклонном и крутонаклонном залегании пласта.

Узкозахватные комбайны лишены такой возможности. Они могут грузить уголь на свою машинную дорогу, т.е. опорный забойный конвейер, но такая компоновка в тонком пласте неприемлема. Узкозахватные комбайны для крутых пластов, хотя и работают с почвы пласта, но грузить уголь также не могут. В основном, это машины, работающие в лоб уступа и обрушающие уголь на себя, т.е. на новую машинную дорогу, которая далеко не гладкая после прохода комбайна. Это приводит к залипанию отбитого угля на почве, и, в конечном итоге, к прекращению отхода отбитого угля и к заштыбовке комбайна. Возникает необходимость ручного труда по погрузке угля в стесненных условиях. В этих условиях широкозахватная машина спокойно грузит на скат, на котором лежат листы металла, что может давать удовлетворительную погрузку в магазинный уступ.

3) У всех широкозахватных комбайнов большой захват, что компенсирует маленькую мощность пласта и дает удовлетворительный уровень добычи с одной снимаемой полоски угля;

4) Все широкозахватные комбайны дают лучшую сортность угля по сравнению с узкозахватными;

5) Широкозахватные комбайны имеют относительно небольшие по мощности электродвигатели (до 90 кВт). Напряжение сети – 660 В.

В конечном итоге, для работы таких выемочных машин необходимы участковые подстанции и коммутирующее оборудование невысокой мощности и коммутирующей способности. На рынке оно всегда есть и много аналогов для замены. Экономия и в эксплуатации, и на обеспечиваемом оборудовании. Это плюс для маленьких шахт.

Выводы и направление дальнейших исследований. Выполнен анализ технологической схемы выемки угля широкозахватными очистными комбайнами. Установлено, что их теоретическая производительность может достигать не менее 1500-4000 т за 20 рабочих часов в сутки при выемке пластов мощностью от 0,55 м. Однако в реальности среднесуточная производительность широкозахватной комбайновой выемки составляет 111 тонн в сутки, что обусловлено существенными непроизводительными потерями рабочего времени вследствие выполнения значительного числа технологических и организационных операций (крепление и оформление забоя, разборка и переноска конвейера, подготовка ниш и т.д.) вручную. Таким образом, применение широкозахватных комбайнов на крупных шахтах не представляется целесообразным. Однако, установленный ряд положительных особенностей широкозахватной выемки, которые при благоприятных условиях залегания пласта (устойчивые породы кровли), может способствовать ее эффективному применению в условиях маленьких шахт.

Список источников.

1. Характеристика угольного потенциала Украины [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://industryall.biz/article/promyshlennost/105/ukraines-coal-industry>. - Опубликовано: 30.11.2011.
2. Угледобывающие комбайны для наклонных и крутонаклонных тонких (0,55-1) м угольных пластов [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://rozrobkinauchni.vsocorp.org/горные-машины/угледобывающие-комбайны-для-наклонн/>. - Опубликовано: ноябрь-декабрь 2012г.
3. Горбатов П.А. Гірничі машини для підземного видобування вугілля. - Донецьк, 2006. - 669с.
4. Кантович Л.И. Горные машины / Л.И. Кантович, В.Н. Гетопанов. – М., 1989. – 304с.
5. Яцких В.Г. Горные машины и комплексы / Яцких В.Г., Имас А.Д., Спектор Л.А. - М., 1974. - 416с.
6. Стендовые и шахтные испытания вынесенной системы подачи очистного комбайна / Стадник Н.И., Мезников А.В., Мельниченко А.А., Новоженин Ю.С., Сергеев А.В., Головин В.Л., Коваленко А.В., Косарев В.В., Пурис М.А., Кондрахин В.П. // Решение научно-технических проблем при создании и внедрении современного горно-шахтного оборудования. Сборник научных трудов ГП «Донгипроуглемаш». – 2008. – С. 294-303.

LA PHÉNOMÈNE DE CAVITATION DANS LES POMPES CENTRIFUGE ET LES MÉTHODES DE LUTTE AVEC LUI

J. Strekalova, la étudiante

A. Yatcenko, le professeur,

Universite nationale tecnica de Donetsk

Eté envisage la phénomèn de cavitation dans les pompes centrifuge et les mètodes de lutte avec lui , choix le mètode plus rationnel pour la condition de carrière «Du nord» ville de Komsomolsk .

Épuisement est occupe une place importante dans l'industrie minière à ciel ouvert comme des roches environnantes sont constamment alimenté l'eau , qui doit être éliminé de carrière à l'extérieur . Afin de s'assurer que l'installation de drainage sans la nécessité de prévenir le phénomène que lui nuire .

Un tel phénomène est la cavitation. La cavitation est un processus d'évaporation et la condensation subséquente des bulles d'air dans l'écoulement de liquide accompagnée de bruit et de l'eau contrainte de marteau en raison de la vitesse des cavités d'air fluide (cavités) . La cavitation se produit à la suite d' une réduction locale de la pression de fluide. Cela peut être provoquer les pertes hydrauliques locales (réduction du niveau d'eau , dispositif d'aspiration bouché) et les pertes de friction le long du pipeline .

La cavitation est une pompe centrifuge .Les études de cavitation dans la pompe a été constaté que la présence de cavitation affecte le fonctionnement de la pompe, et cet effet dépend du degré de cavitation. Habituellement distinguer cavitation du début , en partie développé , et est entièrement développé . Le terme « cavitation du début » correspond aux conditions dans lesquelles les premiers signes de cavitation : légère augmentation du bruit , l'apparition d' un petit nombre de bulles de cavitation qui forment la zone de cavitation instable. A ce stade , les performances de la pompe externe pratiquement inchangé. Cavitation en partie évolué est caractérisé par zone de cavitation stable. Il existe une augmentation locale de la vitesse d'écoulement , il existe un mouvement fluide secondaire . En raison de la perte hydraulique accrue du système est dégradée. Augmente considérablement le bruit . Cavitation Lorsqu'il sera pleinement développé se produit «l'échec» de la pompe. Extérieur dispose , il devient tout à fait inacceptable. La pompe dans ce mode est généralement incontrôlable.

Réduire la probabilité d'occurrence de cavitation en remplissant les conditions suivantes:

- La distance verticale entre l'axe de la pompe pour abaisser le niveau d'eau dans le puisard de ne prendre aucune géométrie plus acceptable d'aspiration;
- Aspirateur N_{vak} d'aspiration ne dépasse pas les valeurs admissibles des $H_{vak.dop} = 0,85 H_{vak.max}$;
- D'appliquer le régime de la pompe de gavage (gidroelivator) ;
- Disposer la pompe au-dessous du niveau d'eau dans le puisard ;
- Utilisation en amont svobodnosidyaschuyu grille à l'entrée de la turbine ;
- Installé sur l' entrée ou la sortie des éléments de support de rotor pour aligner le champ de vitesse dans les canaux de mezhlopastnyh de turbine afin d'augmenter la capacité d'aspiration de la pompe centrifuge .

Plus précisément, dans mon cas , je voulais appliquer pour réalimentation du pompe par le gidroelivator .(Fig .1)

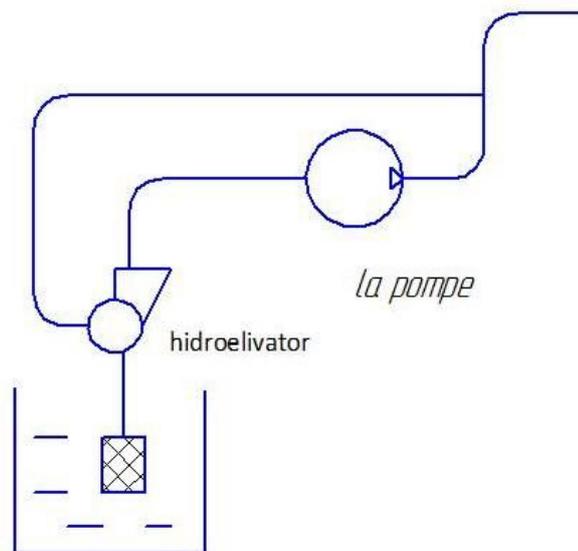


Fig .1 – Le schéma épuisement de carrière avec application gidroelivator

La liste de source

1. Les installation ventilateur et épuisement de mine // V.G. Geyer, G.M. Timochenko. M: Nedra,1987.-266 c

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ ПРИМЕНЕНИЯ ПНЕВМОТРАНСПОРТА И СПЕЦИФИКА ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ДОНЕЦКОМ РЕГИОНЕ

М.А. Тимошенко, студент

Донецкий национальный технический университет

В классическом понимании, пневмотранспорт – это устройства, созданные для транспортировки сыпучих и штучных грузов под действием сжатой или разжиженной газовой смеси. Наиболее часто, такие пневмотехнологии применяются в сельскохозяйственном производстве для сбора и сортировке зерновых культур.

Кроме этого, целесообразно использование пневмотранспорта на промышленном производстве. Это нашло применение при конверторной выплавке стали, время выплавки которой можно посчитать в минутах.

Ещё одно направление использования пневмотранспорта – передача на расстояния тары и мелкой продукции, что целесообразно использовать на больших производственных заводах.

Современное пневмооборудование позволяет не только перемещать дисперсные частицы, но оно также легло в основу буров, которые работают под давлением.

Современных пневмотехнологии играют одну из ключевых ролей в развитии общества. Постоянно развивающиеся технические отрасли подразумевают и множество устаревшей продукции, которую необходимо утилизировать. Так, например, использование пневмотехнологий, включающих в себя эффект псевдосжиженного слоя, пневмосепарацию и эффект вибрации среды – позволяют разделить электронные отходы на различные частицы. Единственное условие такого разделения – должна использоваться однородная смесь (единый размер фракций для обеспечения равномерной сепарации).

Использование пневмотурбопроводов позволяет собрать природный газ (метан) с большой площади болот и свалок. Данные отходы на 70% состоят из органических веществ, которые можно переработать в природное топливо. Для этого выделяется объем, пневмоупаковывается, транспортируется по пневмотурбопроводу, который подключается к свободному объему, который в свою очередь создается при подаче давления в сдвоенную часть пленочного контейнера при отсутствии в нем мусора. За счет разницы в скорости метаниро-

вания меняется время выхода газа. При этом метан от уже разложившегося мусора используется для переработки остатков мусора. Целесообразным является использование трубопроводов с надувом для оптимизации и поддержания температурного режима.

Для Донецкого региона использование пневмотранспорта может решить довольно острую проблему, связанную с народным хозяйством и добычи породы. В западном районе Донбасса, где основное объединение по добыче угля – Павлоградуголь, расположено немало плодородных полей, которые в настоящее время не могут быть использованы по назначению из-за добычи угля. Такая проблема возникает из-за сильных изменений поверхности земли. Решить её на данный момент полностью – нельзя. Однако, использование экологически чистого пневмотранспорта приведет к уменьшению количества повреждений, что в свою очередь даст в будущем возможность не только добывать необходимую породу, но и использовать плодородные почвы под засев. В свою очередь это приведет к повышению экономического статуса региона.

Список источников.

1. Использование – пневмотранспорт / [Электронный ресурс] : Режим доступа: <http://www.ngpedia.ru/id66223p1.html>
2. Утилизация продуктов производства электроники / [Электронный ресурс] : Режим доступа: http://kit-e.ru/articles/device/2008_10_153.php
3. Биогаз. Хотя и не природный, но уже вполне рабочий газ [http](http://portal-energo.ru/articles/details/id/72) / [Электронный ресурс] : Режим доступа: [//portal-energo.ru/articles/details/id/72](http://portal-energo.ru/articles/details/id/72)

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ МЕТОДОВ ОБНАРУЖЕНИЯ ПРЕПЯТСТВИЙ

М.А. Тимошенко, студент

Донецкий национальный технический университет

На данный момент существует множество различных средств, для физического перемещения того или иного объекта. Если в качестве объекта брать человека, то этот перечень начинается с велосипедов, роликов, мотоциклов, автомобилей, и заканчивается самолетами, вертолетами, пилотируемыми космическими кораблями. Если же в качестве объекта взять, например, видео или фото камеры, любой другой небольшой груз – этот список рациональнее будет начать с радиоуправляемых наземных и воздушных моделей. Но, как правило, такие модели не снабжают системами автопилота, да и автопилот, по сути, не динамичен.

Автопилот — устройство или программно-аппаратный комплекс, ведущий транспортное средство по определённой, заданной ему траектории [1]. Данное определение предусматривает статическую траекторию полета. Это еще можно применять на больших высотах, но как быть с низкими, или вообще наземными передвижениями? Тут статические траектории не помогут, т.к. ситуация постоянно меняется. Сегодня была равнина – завтра мегаполис, сегодня тут не было столба – завтра он есть. Все меняется, а технологии автопилота несколько устарели.

В данном случае не обойтись без системы, которая бы обнаруживала препятствия на своем пути и меняла траекторию движения, чтобы задавались лишь конечные координаты, а весь процесс перемещения был динамичен и рационален. Для этого, так или иначе, будет необходим массив различных датчиков, т.к. препятствия бывают различных типов, и не все датчики смогут их зафиксировать. Существует несколько основных методов для обнаружения препятствий, это:

- светодиодный
- лазерный
- ультразвуковой
- радиоволновой
- техническое зрение

Все методы, кроме последнего, действуют по принципу локации, разный у них лишь источник сигнала и его приемник.

Светодиодный и лазерный методы локации отличаются между собой тем, что лазерный диод обладает большей точностью, чем светодиод, но эффективен на дальних дистанциях т.к. ширина луча крайне мала. Светодиод же наоборот, эффективен на ближних дистанциях, и в связи с тем, что луч гораздо шире - точность не велика.



Рисунок 1 - Принцип действия светодиодного и лазерного дальномера

Схожесть методов в том, что принцип действия у них одинаковый. Излучатель испускает поток световых частиц, некоторая их часть хаотично рассеивается средой, но большая часть, если достигает непрозрачного тела в пределах радиуса действия – возвращается в приемник (рисунок 1).

Далее измеряется время отклика – время, за которое сигнал преодолевает путь из излучателя в приемник, при наличии непрозрачного тела в радиусе действия дальномера. Соотношение времени отклика и расстояния до цели отражены в таблице 1.

Таблица 1 - Расчет дальности

| Расстояние до цели | 1м | 10м | 100м | 1км | 10км | 100км |
|--------------------|-------|------|---------|--------|-------|--------|
| Время отклика | 6.7нс | 67нс | 0.67мкс | 6.7мкс | 67мкс | 0.67мс |

Как светодиод, так и лазерный диод могут работать в одном из трех диапазонов электромагнитного излучения – инфракрасный, видимый и ультрафиолетовый. Наибольшую популярность приобрели инфракрасные и красные излучатели.

Ультразвуковой и радиоволновой методы отличаются друг от друга гораздо больше, если радиоволновой использует радиоизлучение, что является подвидом электромагнитного излучения, то ультразвуковой метод использует физические колебания для определения

местонахождения объекта. В авиации используется радиоволновой метод, а некоторые живые организмы используют ультразвуковой метод.

Техническое зрение отличается от всех перечисленных выше методов. Для его реализации необходима видеокамера и программный или аппаратный блок обработки изображений. Суть заключается в том, что имитируется зрение человека, что несет за собой свои преимущества и недостатки.

Польза системы заключается в высокой скорости работы, возможности 24-часовой работы и точности повторяемых измерений. Так же преимущество технического зрения перед людским заключается в отсутствии утомляемости, болезней или невнимательности. Тем не менее, люди обладают тонким восприятием в течение короткого периода и большей гибкостью в классификации и адаптации к поиску других проблем [2].

Применение технического зрения в системе обнаружения препятствий весьма сложно, т.к. сгруппировать объекты как препятствия по какому-то одному принципу практически невозможно, правда это зависит от ситуации. Самый часто используемый пример применения технического зрения как системы распознавания препятствий, это метод бинаризации. Данный метод заключается в преобразовании изображения в серых тонах в бинарное (белые и черные пиксели) с дальнейшей обработкой. Но это лишь один из возможных методов построения карты препятствий, нужно также применять метод сегментации (используется для поиска и/или подсчета деталей), метод измерения (измерение размеров объектов в дюймах или миллиметрах), и метод обнаружения краев.

Для исследования и реализации примеров разных систем распознавания препятствий существуют различные соревнования, например RoboCup, Умник-Бот, Робофест, VEX Robotics и другие [3].

На данный момент, вопросам распознавания препятствий в контексте автопилотирования уделяют слишком мало внимания, хотя направление весьма перспективно для автоматизации процессов передвижения наземных и воздушных объектов различных размеров и назначений.

Перечень ссылок

1. Автопилот / [Электронный ресурс] : Режим доступа : <http://ru.wikipedia.org/wiki/>
2. Davies E.R. Machine Vision : Theory, Algorithms, Practicalities. – Morgan Kaufmann, 2004.
3. Роботы, робототехника, микроконтроллеры / [Электронный ресурс] : Режим доступа : <http://myrobot.ru/>

ЭРЛИФТНЫЙ СПОСОБ ОЧИСТКИ ЗУМПФА СКИПОВОГО СТВОЛА ШАХТЫ ОКТЯБРЬСКИЙ РУДНИК

М.Ю. Удовенко, студент

В.И. Мизерный, старший преподаватель,
Донецкий национальный технический университет

Рассмотрены способы очистки зумпфа и описан рациональный вариант в условиях шахты «Октябрьский рудник»

Эксплуатация шахт связана со множеством вспомогательных операций, отвлекающих на себя значительные энергетические и трудовые ресурсы. Очистка зумпфов – одно из необходимых мероприятий для обеспечения непрерывной работы шахты. Весьма важным для улучшения условий работы и повышения производительности труда является снижение до минимума трудоёмких работ на вспомогательных процессах. Значительная часть объёма вспомогательных операций приходится на чистку зумпфов скиповых стволов. Анализ условий шахтных водосборных емкостей показывает, что эрлифтные установки для водоотлива и гидромеханизированной очистки шахтных водосборных емкостей должны обеспечивать эффективную работу по гидромеханизированному удалению твердого материала и откачке притока воды, обеспечивать прохождение в подъемную трубу всей поступившей в емкость горной массы с кусками твердого материала наибольшей крупности, а также иметь подачу, обеспечивающую в подводящей трубе смесителя минимальную скорость для гидросмеси.

Опыт эксплуатации эрлифтов в различных отраслях показывает их высокую надёжность в самых неблагоприятных условиях. Они успешно откачивают агрессивные жидкости и пульпу, содержащую большое количество абразивных твердых частиц. Однако, необходимым условием эффективной работы эрлифтных установок обычного конструктивного исполнения является наличие достаточной глубины погружения смесителя под уровень жидкости, что соответствует значению относительного погружения $\alpha > 0,15$.

Применяемые способы чистки зумпфов не могут в полной мере удовлетворить все требования. Значительный объём тяжёлых немеханизированных работ требует длительного присутствия людей под

подъёмными сосудами, что сказывается на снижении производительности скиповых подъёмов шахт.

По виду подъёма просыпавшейся горной массы рассматривается три способа: механический, гидравлический и комбинированный. Механический способ наиболее распространён, характеризуется присутствием людей в зумпфе, большой трудоемкостью, невысокой надёжностью из-за количества различного оборудования. Гидравлический способ предусматривает транспортирование горной массы на уровень околоствольного двора с помощью гидроэлеваторов, углесосов или эрлифтов. Забор горной массы может быть из водосборной части зумпфа, либо из улавливающего бункера. Напорная вода для гидроэлеватора подаётся, как правило, от нагнетательного трубопровода главного водоотлива. Чистка зумпфов углесосами ведётся, как правило, с перекачкой её в шламонакопитель на горизонте околоствольного двора. Однако, из-за высокой концентрации твердого в откачиваемой воде срок службы насосов снижается.

Одним из наиболее прогрессивных является эрлифтный способ чистки зумпфов. Горная масса аккумулируется в водосборной части зумпфа, где находится всасывающее устройство эрлифта. Пульпа транспортируется на обезвоживающее сито, после которого твёрдое выдаётся на поверхность. Это позволяет решить вопрос очистки зумпфа без присутствия обслуживающего персонала в зумпфе, значительно уменьшив тяжёлый ручной труд. Недостатком гидравлического способа очистки есть относительно низкий КПД, составляющий для гидроэлеваторов 10-15%, для эрлифтов до 30%, небольшой создаваемый напор на выходе и резкое снижение КПД при изменении удельного расхода воздуха или относительного погружения.

Комбинированные способы объединяют механическое оборудование в комплексе с гидравлическими машинами и устройствами.

В условиях шахты «Октябрьский рудник», согласно анализа, наиболее удовлетворяет требованиям эрлифтный способ очистки. Основной элемент – эрлифт – очень прост по конструкции. Отсутствие движущихся частей обеспечивает лёгкость и простоту монтажа, эксплуатации и высокую надёжность в работе. Аппарат может работать в любых условиях, имеет малые начальную стоимость и эксплуатационные затраты.

Ввиду невозможности выдачи эрлифтом пульпы на горизонт околоствольного двора погрузка твердого может производиться в камере чистки зумпфа. Для работы на оптимальных параметрах необ-

ходимо поддерживать уровень воды постоянным на время работы эрлифта. Поэтому нужно согласовать время работы и подачу отдельного аппарата, для откачивания воды. Для этого предлагается использовать двухступенчатый гидроэлеватор, рабочей жидкостью которого является вода из откачного става главного водоотлива.

Разделение пульпы целесообразно производить в дуговом отражателе. Твердый материал поступает в скип, а вода возвращается в зумпф. Для увеличения КПД приемное устройство эрлифта и воздухопровод могут иметь эжекторы. Подача воздуха под необходимым давлением может осуществляться от винтовой компрессорной установки УКВШ.

Исходные данные для расчета эрлифта:

- глубина погружения смесителя $h = 2$ м;
- высота подъема гидросмеси $H = 6$ м;
- максимальная крупность куска твердого материала $d = 0,025$ м;
- плотность твердого материала $\rho_{\text{ТВ}} = 1800$ кг/м³;
- приток воды в зумпф $Q = 18$ м³/ч;
- концентрация твердого в воде $K = 10\%$.

Основные параметры установки:

1. Подача эрлифта. Зависит от времени работы. При очистке суточного притока за одну смену

$$Q_э = 18 \text{ м}^3/\text{час.}$$

2. Критическая скорость в подводящей трубе

$$v_{\text{кр}} = 0,82 \sqrt{\frac{gd_k}{c} \left(\frac{\rho_{\text{ме}}}{\rho} - 1 \right)} = 0,82 \sqrt{\frac{9,81 * 0,025}{0,25} \left(\frac{1,8}{1} - 1 \right)} = 0,73 \text{ м/с.}$$

3. Скорость гидросмеси

$$v_2 = (1,2 - 1,3) * 0,73, \text{ принимаем } 1 \text{ м/с.}$$

4. Относительное погружение

$$\alpha = \frac{h}{h + H} = \frac{2}{2 + 4} = 0,33.$$

5. Диаметр подводящей трубы

$$d_{\text{н.м.}} = \sqrt{\frac{4 * Q}{v * \pi}} = \sqrt{\frac{4 * 18}{3600 * 1 * 3,14}} = 0,11 \text{ м.}$$

6. Диаметр подъемной трубы

$$D = \left(\frac{Q_э}{C} \right)^{0,4} = \left(\frac{54}{0,6} \right)^{0,4} = 0,23 \text{ м.}$$

7. Удельный расход воздуха $q = 6$.

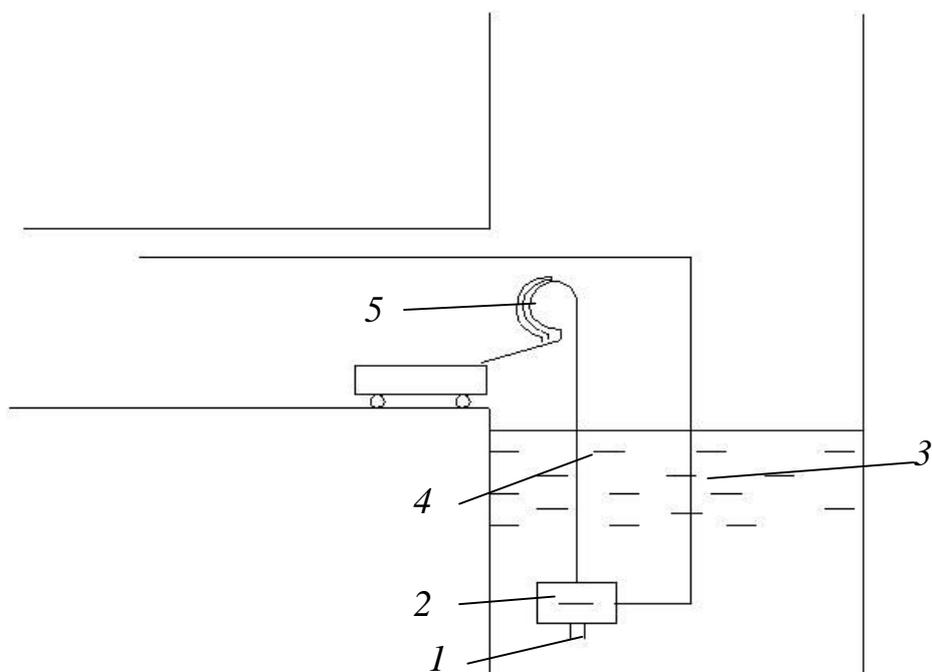


Рис. 1. Схема эрлифтной установки.

1 – подводная труба, 2 – приёмное устройство, 3 – воздухоподающая труба, 4 – подъемная труба, 5 – дуговой отражатель.

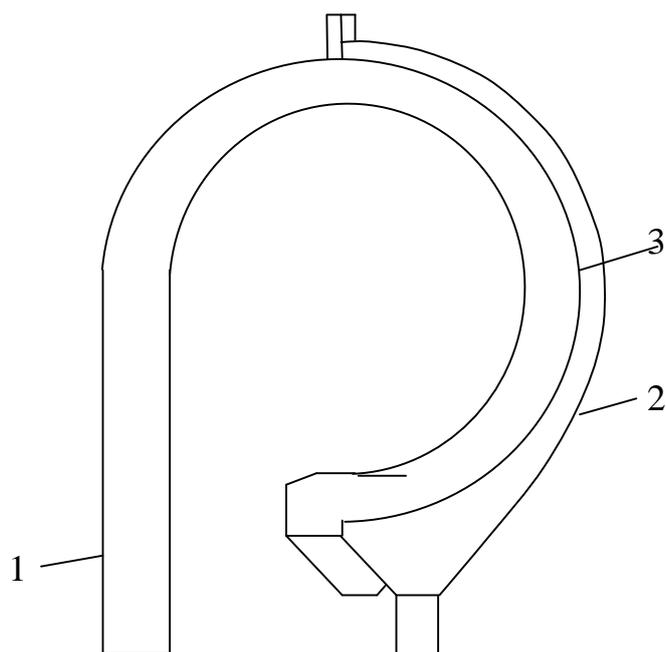


Рис. 2. Схема дугового отражателя.

1 – подъемная труба, 2 – сетка, 3 – кожух сепаратора.

Список источников.

1. Методические рекомендации по применению средств механизации очистки шахтных водосборных емкостей// В.Г.Гейер, В.С.Дулин, В.И.Лазаренко, В.М.Яковлев. Донецк, ДПИ, 1983.
2. Эрлифтные установки: учебное пособие// В.Г.Гейер, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пашенко, Я.К. Антонов. Донецк, ДПИ, 1982.
3. Специальные средства водоотлива и гидромеханизированной очистки шахтных водосборных емкостей// В.Б.Малеев, Е.И.Данилов, В.М.Яковлев. Донецк, ДПИ, 1986.

ДЕСТАБІЛІЗУЮЧІ ФАКТОРИ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА МЕТРОЛОГІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ВИТРАТОМІРА І СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ ЇХ ВПЛИВУ

М.П. Федорюк, магістр

Донецький національний технічний університет

У даній статті розглянуто основні дестабілізуючі фактори, які впливають на ультразвуковий витратомір в процесі його роботи на напірному трубопроводі, а також способи зменшення впливу цих факторів на метрологічні характеристики витратоміра.

Вступ.

На сьогоднішній день відомо велика кількість приладів, побудованих на різних фізичних принципах, які забезпечують вимірювання витрати різних рідин. До недавнього часу найбільш поширеними і добре освоєними були тахометричні і електромагнітні витратоміри, а також витратоміри, засновані на методі змінного перепаду тиску на пристрої звуження потоку. На даний момент одними з найбільш прогресивних приладів вимірювання витрати та кількості рідин в напірних трубопроводах є ультразвукові, які добре зарекомендували себе і займають досить велику частку ринку серед приладів цього типу. Зараз існує багато всіляких варіантів і схем ультразвукового методу вимірювання витрат, всі вони повною мірою задовольняють постійно зростаючі вимоги до якісних властивостей витратомірів [1].

Особливістю ультразвукових витратомірів є те, що вони можуть використовуватись на трубопроводах великого діаметру і можуть бути укомплектовані або врізними датчиками, контактуючими безпосередньо з рідиною в трубопроводі, або накладними (безконтактними), вмонтовуваними на зовнішній поверхні трубопроводу [1].

Ультразвукові витратоміри мають велику кількість переваг перед іншими витратомірами. Основні з них [2]:

- можливість вимірювання витрати агресивних, неелектропровідних, неоднорідних рідин, у тому числі багатокomпонентних середовищ;
- відсутність втрат напору і впливу на гідродинаміку потоку завдяки відсутності елементів приладу у вимірювальному каналі;
- відсутність рухомих елементів і, як наслідок, підвищена надійність;

- можливість монтажу без зупинки технологічного процесу (для витратомірів з накладними датчиками).

Будь який витратомір має нормовані метрологічні характеристики, які визначені під час випробувань. Характеристики приладів контролюються при первинній та періодичній повірці в нормальних умовах повірочної лабораторії. Але при вимірах витрати у реальних технологічних середовищах виникають незрозумілі дисбаланси при обліку енергоресурсів.

В реальних умовах на витратомір впливають багато невраховуваних факторів, і вони завдають помітний вплив і на вимірювану величину, і на використовувані засоби вимірювання, тому результати вимірювання в значній мірі спотворюються.

1. Несформованість потоку.

Принципова рекомендація виробників щодо установки витратомірів на відстані, приблизно рівній ≥ 10 діаметрам трубопроводу (D_u) на вході і $\geq 5 D_u$ на виході, передбачає роботу витратоміра в умовах ідеального турбулентного потоку. На практиці потік може бути зміщений, зрушений по фазі аксіальних профілів швидкостей, може бути завихреним або закрученим.

Турбулентна течія у трубах реалізується при надкритичних числах Рейнольдса ($Re \geq 2300$). При переході від ламінарної течії до турбулентної істотно змінюється структура потоку. Це обумовлено тим, що на основний рух, що відбувається вздовж осі труби, накладається поперечний рух частинок рідини. Інтенсивне перемішування рідини в поперечному напрямку призводить до вирівнювання профілю швидкості по поперечному перерізу труби.

Різні конфігурації трубопроводів створюють різні види збурень потоку, які змінюються по напрямку і величиною в залежності від типу і сили вихрового руху, числа Рейнольдса і конкретного виду та конструкції витратоміра[3].

Так, після проведення низки численних експериментів для двох варіантів виконання ультразвукового витратоміра встановлено наступне [4]:

- при розташуванні ВД на відстані $2D_u$ від плавного звуження в обох випадках похибка (без додаткових стабілізуючих пристроїв) не перевищувала за абсолютною величиною 0.5 %;

- в одному з варіантів виконання при розташуванні ВД на відстані $2D_u$ від плавного розширення прилад виробляв вимірювання з похибкою до 1%.

Таким чином, не всі місцеві опори, що знаходяться перед ультразвуковим витратоміром, істотно погіршують точність його показань. Але все одно, необхідна довжина прямих ділянок залежить від типу місцевих опорів, вплив яких на витратомір може бути оцінений експериментально. Кожен об'єкт установки ультразвукового витратоміра можна розрахувати на отримання необхідної та достатньої довжини прямої ділянки. Можна сподіватися, що з часом комплектація витратомірної ділянки зі спеціально спрофільованими вставками дасть можливість мінімізувати довжини прямих ділянок або відмовитися від них взагалі.

2. Двофазність потоку.

Наявність повітря у воді у вигляді мікробульбашок істотно позначається на свідченнях ультразвукових витратомірів. Зіткнення ультразвукового променя з бульбашкою повітря ведуть до розсіювання променя і погіршення метрологічних характеристик. У водяних мережах завжди міститься деяка кількість повітря, який потрапляє туди з джерел разом з водою або засмоктується через негерметичність у вхідній лінії і в насосі [3].

3. Шорсткість трубопроводу.

У процесі експлуатації внутрішня поверхня трубопроводу покривається відкладеннями, які залежать від швидкості потоку і хімічного складу води. Відкладення на стінках трубопроводу впливають на швидкість проходження променя в ультразвукових витратомірах для різних ультразвукових методів вимірювання витрати і можуть викликати завищення показань[5].

$$1/\sqrt{\lambda}=2,0\lg(\text{Re}\sqrt{\lambda}/v)-0,8, \text{Re}=\bar{u}d/v \quad (1)$$

Закон, який виражається (1), являє собою універсальний закон опору Прандтля для гладких труб. Універсальний закон досить добре апроксимує залежність $\lambda(\text{Re})$ у всьому діапазоні турбулентних чисел Рейнольдса. Незручність (1) полягає в тому, що воно дає неявний зв'язок λ і Re . Рішення (1) при заданому значенні Re може бути отримано чисельним методом.

На практиці, принаймні при великих числах Рейнольдса, труби не є гідравлічно гладкими. Шорсткість стінок труби призводить до

того, що опір виходить більш високим, ніж це виступає з теоретичних розрахунків. Шорсткість стінок труби характеризується середньостатистичною висотою мікронерівностей (абсолютної шорсткістю) Δ чи відносної шорсткістю $\varepsilon = \Delta/d$. Вплив шорсткості на гідравлічний опір визначається відношенням величин і товщини ламінарного підшару $\delta_{\text{л}}$. При перебігу в шорстких трубах слід розрізняти три режими опору [5]:

1. Режим без прояву шорсткості, або режим гідравлічно гладкої труби. Він характерний для течій, при яких товщина ламінарного підшару перевищує висоту мікронерівностей $\delta_{\text{л}} > \Delta$. Ламінарний потік обтікає виступи мікронерівностей плавно, без втрат. Опір тертя в цьому випадку не залежить від шорсткості.

2. Перехідний режим, або режим доквадратичного опору. Висота мікронерівностей трохи перевищує товщину ламінарного прикордонного шару. У порівнянні з гладкими трубами виникає додатковий опір внаслідок втрат на вихроутворення при обтіканні елементів шорсткості турбулентним прикордонним шаром. У цьому випадку коефіцієнт гідравлічного опору є функцією як числа Рейнольдса, так і шорсткості $\lambda = \lambda(\text{Re}, \Delta/d)$.

3. Режим з повним проявом шорсткості, або режим квадратичного опору. Висота мікронерівностей істотно перевищує товщину ламінарного підшару $\Delta \gg \delta_{\text{л}}$. Всі елементи шорсткості виступають з ламінарного підшару і взаємодіють з потоком турбулентного ядра. Втрати на тертя в основному визначаються опором форми окремих елементів шорсткості. Гідравлічний опір перестає залежати від числа Рейнольдса і залежить тільки від шорсткості $\lambda = \lambda(\Delta/d)$, і, отже, втрати тиску на тертя суворо пропорційні квадрату швидкості $\Delta p \approx \bar{u}^2$.

Експериментально знайдено, що товщина ламінарного підслою залежить від дотичної напруги на стінці і може бути знайдена за формулою

$$\delta_{\text{л}} \approx 5\nu/\bar{u} = 5d\bar{u}\nu/\bar{u}d = 5d\sqrt{(8/\lambda\text{Re})} \quad (2)$$

де λ – функція числа Рейнольдса відповідно до закономірності (1).

Звідси видно, що зі збільшенням числа Рейнольдса товщина ламінарного шару зменшується. Тому всі труби при досить великих числах Рейнольдса стають гідравлічно шорсткими незалежно від частоти їх обробки. Формула (2) дозволяє визначити наступні межі режимів опору [5]:

- гідравлічно гладкої труби $\Delta/d < 5/(\text{Re}\sqrt{\lambda/8})$;
- доквадратичного опору $5 \leq \Delta(\text{Re}\sqrt{\lambda/8})/d \leq 70$;

– квадратичного опору $\Delta/d > 70 / (\text{Re}\sqrt{\lambda/8})$.

Експериментальне дослідження руху рідини по шорстким трубам проведено І. Нікурадзе. Результати дослідів представлені на рис. 2.

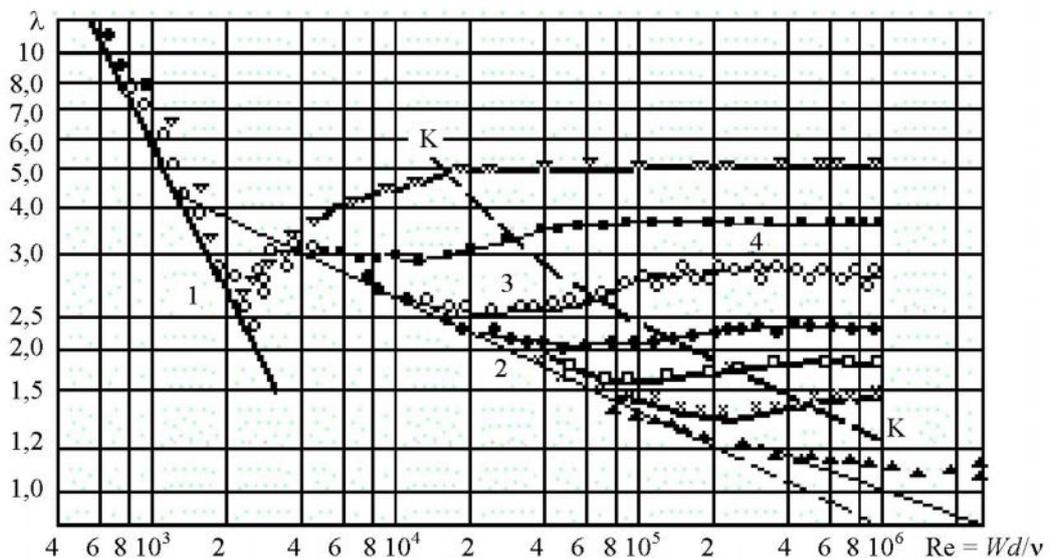


Рис. 2. Залежність коефіцієнта гідравлічного тертя від числа Рейнольдса і відносної шорсткості (графік Нікурадзе)

Зона ламінарної течії зображується прямою 1. Пряма 2 відповідає турбулентній течії у гладкій трубі, відображає залежність λ від Re для гідравлічно гладких труб відповідно до закону опору (6). Однак для практичних цілей на цьому режимі опору більш зручною є формула Блазіуса

$$\lambda = 0,3164 / \text{Re}^{0,25}, \quad (3)$$

яка отримана експериментальним шляхом і при $\text{Re} < 10^5$ досить точно апроксимує закон універсального опору (1) (пунктирна лінія К-К).

Зона 3, укладена між прямою 2 і штриховою лінією, відповідає закону доквadraticного опору. У цій зоні кожна крива відповідає певному значенню відносної шорсткості ϵ . Для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ на цьому режимі може бути рекомендована формула Альтшуля [2]

$$\lambda = 0,1(1,46\Delta/d + 100/\text{Re})^{0,25} \quad (4)$$

Зона 4, утворена горизонтальними ділянками кривих, ставиться до режиму квадратичного опору. Закон опору при повному прояві шорсткості має вигляд (формула Нікурадзе):

$$\lambda = 1 / (2 \lg(d/2 \Delta) + 1,74) \quad (5)$$

Формули (3)-(5) використовуються при практичних розрахунках втрат на тертя при русі рідини в трубах.

Результати проведеного аналізу можуть бути використані при практичних розрахунках втрат на тертя при транспортуванні рідини в трубопроводах, турбулентних потоках [5].

Щоб врахувати товщину відкладень можна виміряти товщину стінки трубопроводу за допомогою ультразвукового товщиноміра і вводити поправку при вимірюванні витрати.

Має сенс в процесі експлуатації проводити чистку стінок трубопроводу, а для цього передбачити можливість демонтажу вимірювальної ділянки або примикаючої до нього частини трубопроводу.

4. Деформація трубопроводу.

Зі зміною температури твердих тіл змінюються їх розміри і об'єм. Тому зі зміною температури контрольованої рідини і, таким чином, температури стінок трубопроводу буде виникати похибка вимірювання витрати внаслідок температурних змін.

Алгоритм роботи часоімпульсних витратомірів по вирахуванню об'ємної витрати може бути виражений формулою [6]:

$$Q = \pi (L / \pi - 2h)^2 L_B^2 (T_2 - T_1) / 2L_0 (T_1 + T_2 - 2 T_D)^2, \quad (6)$$

де L, h – довжина окружності і товщина стінки трубопроводу;

L_0, L_B – осьова база і база прибору;

T_D - додаткова затримка УЗС.

Температурна похибка обумовлена тим, що в алгоритмі (1) використовуються геометричні параметри L, h, L_0 і L_B , взяті з протоколу первинного вимірювального перетворювача, і які відповідають температурі $t_K=20^\circ\text{C}$. Якщо витратомір налаштований і всі його зазначені вище геометричні параметри виміряні при деякій температурі t_K , то для видалення розглянутої похибки праву частину (1) необхідно помножити на поправковий коефіцієнт

$$K_t = [1 + \alpha_{t-t_K} (t - t_K)]^3, \quad (7)$$

де α_{t-t_K} – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу трубопроводу у температурному інтервалі від t_K до t .

Коефіцієнт α_{t-t_K} змінюється зі зміною температурного інтервалу нагріву.

Зі збільшенням тиску рідини p в трубопроводі збільшується його діаметр і буде виникати друга похибка вимірювання витрати через деформаційні зміни L і L_B .

Після декількох спрощень і перетворень отримаємо, що якщо L і L_B виміряні при тисках відповідно p_L і p_B , то для усунення другої розглянутої похибки праву частину (1) необхідно помножити на поправковий коефіцієнт

$$K_p = \{ [1 + R (p - p_L) / hE] [1 + R (p - p_B) / 2hE] \}^2, \quad (3)$$

де E - модуль пружності матеріалу трубопроводу.

З (3) видно, що при незмінності модуля E розглянута деформаційна похибка тим вище, чим більше окружне напруження pR/h . Як показує аналіз, дана величина має високе значення для трубопроводів, що мають діаметр більше 600 мм [6].

Розглянуті додаткові похибки ультразвукових витратомірів, як видно, не великі, проте вони систематичні і можуть бути за величиною порівняні з основною похибкою витратомірів високої точності і тому заслуговують уваги.

5. Неточне вимірювання діаметру трубопроводу.

Відхилення від круглості в перетині трубопроводу іноді помилково не враховується і передбачається, що труба має ідеально круглий поперечний переріз, хоча в реальності досить часто воно представлено еліпсом. У цьому випадку, якщо вимірювати діаметр за допомогою так званої мірної штанги, що проходить через центр труби під певним кутом, то похибка буде істотно залежати від правильності вибору даного кута (рис. 1) [4].

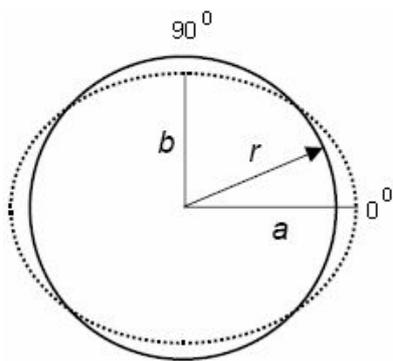


Рис. 1 – Еліптичне спотворення форми поперечного перерізу труби

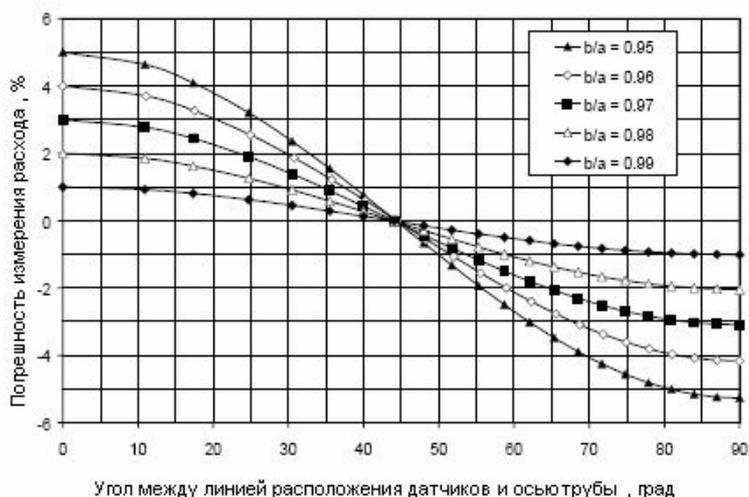


Рис. 2 – Залежність похибки вимірювання витрати від кута розташування лінії датчиків щодо осі труби при різній величині еліпсності b/a

Як видно з графіка, при куті, рівному 0^0 , діаметр труби буде де-що більше, ніж при куті, рівному 90^0 .

В результаті, похибка за даними Британської національної інженерної лабораторії NEL [4] (рис. 2) буде відповідно змінюватись в межах $\pm 5\%$. Причому, залежатиме вона буде не стільки від виниклої еліпсності, скільки від істотного спотворення характеру розподілу швидкостей у порівнянні з трубою круглого перетину. Останній фактор відіб'ється на зміні поправкового коефіцієнта k , використуваного при знаходженні витрати і враховує відміну розподілу швидкостей по перетину від розподілу швидкостей по довжині каналу зондування потоку.

Дослідження тієї ж лабораторії [4] (рис. 3) показують, що похибка вимірювання витрати зменшується зі збільшенням діаметра труби і зростає із збільшенням товщини стінки труби.

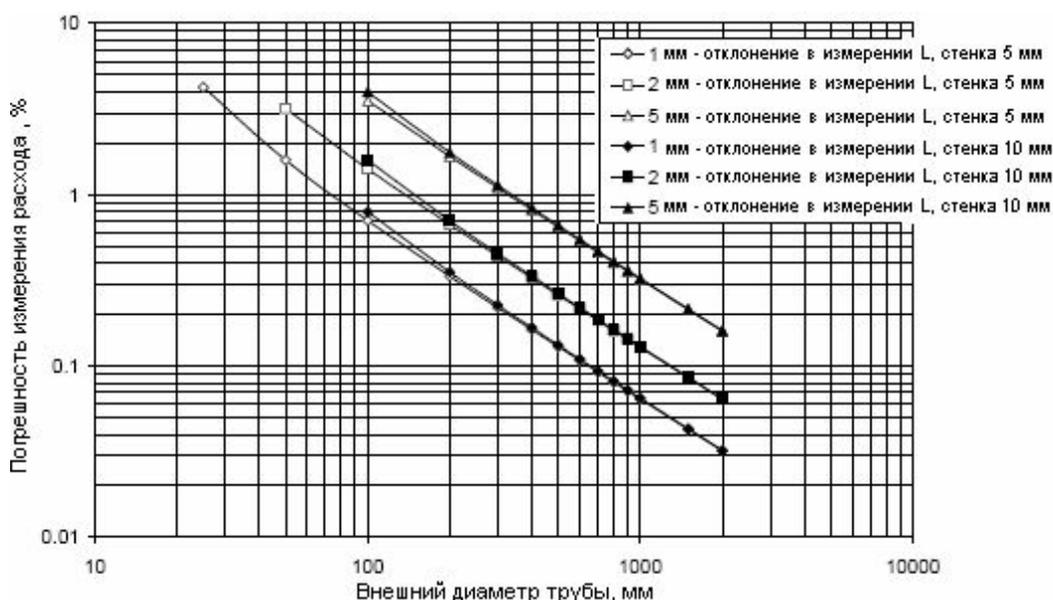


Рис. 3 – Залежність похибки вимірювання витрати від неточності вимірювання довжини зовнішньої окружності трубопроводу L .

Отже, щоб зменшити вплив похибки від неточного виміру діаметру трубопроводу необхідно мати дуже точне обладнання, щоб проводити виміри діаметра трубопроводу та аналізувати відхилення від круглості в перетині трубопроводу.

6. Неточне встановлення накладних датчиків на трубопроводі

Спочатку зупинимось на тих вимогах, яких треба обов'язково дотримуватися при монтажі накладних датчиків [7].

1. Необхідно переконатися, що датчики під конкретні умови експлуатації підібрані вірно, тобто з необхідними розмірами і робочою частотою.

2. Кріплення датчиків до труби повинно проводитись дуже ретельно, з урахуванням точного позиціонування.

3. Довжина прямої ділянки, що передує витратомірного, повинна бути не менше 20 Ду.

4. Бажано уникати установки накладних датчиків на ділянках, де є подвійні і потрійні коліна, або ставити датчики якнайдалі від цих місцевих опорів з урахуванням наведеного вище п.3.

5. Необхідно мати точні знання про вимірюване середовище, а також розмірах, матеріалі та стану труби, по якій вона протікає.

З урахуванням усіх вищенаведених досить жорстких рекомендацій, а також із залученням кваліфікованих фахівців - монтажників і високоточного монтажного обладнання були проведені експериментальні дослідження. Метою даних вельми ретельно проведених досліджень було з'ясувати, які ж ще фактори необхідно брати до уваги при роботі з накладними витратомірами, а також, на яку реальну точність можна вийти при їх експлуатації в різних умовах.

Умови проведення експерименту [7].

Експериментальні стенди були заповнені водою і працювали на старт-стопному принципі з застосуванням статичного зважування. Похибка стендів становила 0,1 %. Діапазон тестових швидкостей води знаходився в межах 50:1.

Експерименти проводилися з метою оцінки таких факторів:

- відтворюваних результатів при повторних накладеннях датчиків на трубу;
- впливи зміщення датчиків від нульового (початкового) становища на точність показань;
- впливи місцевих опорів на точність показань;
- вплив діаметра труби на характер градувальної характеристики витратоміра;
- вплив матеріалу труби на проходження ультразвукового сигналу.

У процесі дослідження відтворюваності результатів вимірювань, датчики знімалися з труби, а потім знову встановлювалися, причому вони не зміщувалися щодо заданої позиції, а встановлювати зано-

во на те ж місце. Вплив зняття / накладання датчиків на точність приладу відображено на рис.1. Дані фіксувалися в певних точках всього діапазону швидкостей потоку і порівнювалися з зразковою градуальною характеристикою, отриманою для труби діаметром 600 мм [7].

Судячи з отриманих даних, відхилення в показаннях на одній і тій же швидкості доходять до 1%, а це вельми багато для комерційного обліку, де боротьба ведеться за десяті частки відсотка.

Додаткові тести були проведені на швидкості 2 м / с, коли датчики зміщувалися на ± 50 мм (з кроком 5, 10, 25 і 50 мм) на трубі з нержавіючої сталі діаметром 200 мм.

Результати цього тесту свідчать про те, наскільки важливо дотримуватися інструкції щодо точного позиціонування датчиків на трубопроводі. Навіть малі зсуви датчиків в межах декількох міліметрів можуть легко призвести до погіршення точності на 1-2%, тоді як великі - істотно впливають на показання приладу, збільшуючи похибку вимірювань до 30%. Повторюваність результатів у даному експерименті також не можна назвати досить високою, оскільки відхилення показань між початковою і повторної градування в різних точках, зміщених щодо початкового положення, доходять у ряді випадків до декількох відсотків.

Матеріал труб в основному не уявляв проблем для досягнення необхідних характеристик передачі сигналу. Тестовані витратоміри були працездатні на трубах з різного матеріалу, хоча досить хороший сигнал не завжди був отриманий з першої спроби. Ніякої модифікації поверхні труб не робилося. Нелінійність характеристики могла бути викликана впливом шорсткості на характер профілю швидкостей, а також товщини стінки труби на поширення сигналу[7].

7. Неточне встановлення врізних датчиків на трубопроводі.

За даними експерименту лабораторії NEL [7] результати випробувань по встановленню врізних датчиків можна в цілому визначити так.

1. У кожного витратоміра нелінійність становила близько 1% лише у вузькій частині діапазону вимірювань, і повторюваність результатів у діапазоні 0,1% - 0,5% спостерігалася для швидкостей тільки більше 1 м / с. Нижче 1 м / с зростання похибки вимірювань може бути пояснено наявністю нестабільної перехідної ламінарно - турбулентної зони.

2. Якщо витратомір двоххордовий і в процесі вимірювань задіяні обидві хорди, то стабільна частина кривої похибки (та, яка відповідає діапазону швидкостей від 1 м / с і вище) знаходиться практично в нулі.

3. Цікаво відзначити, що звичайні врізні датчики до застосування поправкового коефіцієнта дають більшу похибку, ніж датчики, розташовані в спеціальних гільзах і не дотичні безпосередньо з потоком.

4. Стабільні покази відзначалися тільки в діапазоні швидкостей від 1 м / с і вище. При знятті і повторному прикріпленні датчиків результати варіювалися в межах 0,5-1% [7].

Висновки

1. Основні фактори, що впливають на точність вимірювання витрати за допомогою накладних або врізних датчиків можна вирахувати скориставшись формулою визначення середньоквадратичної похибки вимірювання витрати:

$$\sigma_Q = \sqrt{\sigma_d^2 + \frac{4\sigma_\alpha^2}{\sin^2 2\alpha} + 4\sigma_c^2 + \sigma_k^2 + \sigma_{\Delta t}^2 + \sigma_p^2},$$

де $\sigma_d, \sigma_\alpha, \sigma_c, \sigma_k, \sigma_{\Delta t}, \sigma_p$ – середньоквадратичне похибки за рахунок варіацій діаметра витратомірної ділянки d , кута випромінювання акустичних коливань в потік α , швидкості ультразвуку c , поправкового коефіцієнта k , вимірювання інтервалу часу Δt , реверберації ультразвукових хвиль в перетворювачі p .

2. При варіації швидкості ультразвуку, при зміні температури в межах $\pm 5^\circ\text{C}$ і тиску середовища в межах $0 \div 10 \text{ кгс/см}^2$, яка дає максимальне значення середньоквадратичної похибки $\sigma = 0,9\%$, то з урахуванням максимальних відносних похибок: вимірювання діаметра $\delta_d = 1\%$, обліку гідродинамічного поправкового коефіцієнта $\delta_k = 5,4\%$, вимірювання кута випромінювання коливань $\delta_\alpha = 1\%$, - середньоквадратичне похибка вимірювання витрати в цілому σ_Q буде дорівнювати 3,5%. При цьому не враховувалися середньоквадратичне похибки за рахунок варіацій: вимірювання різниці Δt часів проходження акустичного сигналу і реверберації p ультразвукових хвиль. Розрахунки проводилися з урахуванням того, що при довірчому інтервалі 2σ гранична похибка вимірювання витрати $S_Q = 2 \sigma_Q$.

3. Слід відзначити, що різні за конструктивним виконанням витратоміри дають різні результати, і крім конструктивного виконання грають роль і умови, в яких проводилися випробування. Іноді необхідно проводити більш докладні дослідження, щоб повністю оцінити мають місце ефекти. Різниця в показаннях витратомірів визначається також різними методами емпіричної корекції показань і введеними в програмне забезпечення коефіцієнтами, підібрати які - непросте завдання через відсутність стабільності в такого роду вимірах. Навіть при досить скрупульозному виборі та застосуванні накладних витратомірів очікувана похибка вимірювань навряд чи буде менше $\pm 5\%$, та й то при швидкостях потоку більше 1 м / с.

Список джерел

1. Бондарь А.И., Дегтярь С.М., Павленко С.А., Смоляков В.А., Юдин А.Ю. Измерение расхода жидкости с помощью ультразвукового расходомера // Управління в технічних системах, Механіка та машинобудування, № 2, 2010.
2. Марущенко С.Н. Оценка метрологических характеристик различных типов ультразвуковых расходомеров на основе разработанной классификации // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии № 56, – Харків –2012
3. Устьянцева О.Н. Погрешности измерений расхода воды // Измерительная техника, ФГУ “Тест-С.-Петербург”, Санкт-Петербург – 2008.
4. Гришанова И.А., Покрас С.И., Покрас А.И. Ультразвуковая расходометрия на примере тепловодосчетчика СВТУ-10М: мнения и факты // Материалы XXI-й международной научно-практической конференции «Коммерческий учет энергоносителей», Санкт-Петербург, 2005. – С.245-262.
5. Есьман Р. И., Шуб Л. И., Васильковский Г. Б. Процессы турбулентных течений жидкостей в трубопроводах и каналах // Белорусский национальный технический университет, ОАО «Темпобур» (г. Москва) – 2011.
6. Чернов Б. А. Погрешности ультразвуковых расходомеров от расширения и деформации трубопровода при перепадах температуры и давления транспортируемой жидкости // Вестник Алматинского института энергетики и связи. Алмата – 2011.
7. Гришанова И.А. Накладные и врезные расходомеры в коммерческом учете: желаемое или действительное. Киев – 2010.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНОГО ДИАМЕТРА НАПОРНОГО ТРУБОПРОВОДА ПЕРЕКАЧНОЙ СТАНЦИИ ШАХТЫ «ДОБРОПОЛЬСКАЯ»

А.А. Хорольский, магистр, **А.В. Москаленко**, магистр,
В.Г. Сынков, д-р техн. наук, проф., Красноармейский
индустриальный институт ДонНТУ

Проведён анализ экспериментальных данных работы перекачной станции шахты «Добропольская» и определен эквивалентный диаметр трубопровода с учётом полученной характеристики сети.

В процессе эксплуатации технологических коммуникаций, вследствие коррозии, абразивного износа возникают дефекты трубопроводов. На практике если мы имеем наклонный, а то и горизонтальный трубопровод, то вследствие воздействия коррозионных явлений, зашламованности воды происходит значительное уменьшение диаметра трубопровода.

Опыт эксплуатации водоотливных установок на шахтах Донбасса показал, что межремонтный срок работы насосов при откачке воды через трубопровод с меньшим значением диаметра, нежели предусмотренное по проекту, не превышает 4-6 месяцев. За это время подача насосов уменьшается до 50-60% от номинального значения, уменьшая при этом коэффициент полезного действия. Следует также отметить, что эксплуатация водоотливных установок с зашламленным трубопроводом приводит к снижению уровня безопасности, надёжности и эффективности работы.[1, 2, 3].

За последние годы практически вся номенклатура горношахтного оборудования прошла модернизацию. За время существования предприятия неоднократно меняются условия работы оборудования, и очень часто рабочие параметры оборудования отличаются от паспортных. Аналогичная проблема существует и на поверхностной станции перекачки воды шахты «Добропольская». Перекачная станция и отстойник технической воды находится на промплощадке шахты в районе угольного склада. Отстойник состоит из четырёх соединённых между собой отделений: в трёх находится вода, а из четвёртого происходит откачка воды. Общая ёмкость водосборника составляет 800м³.

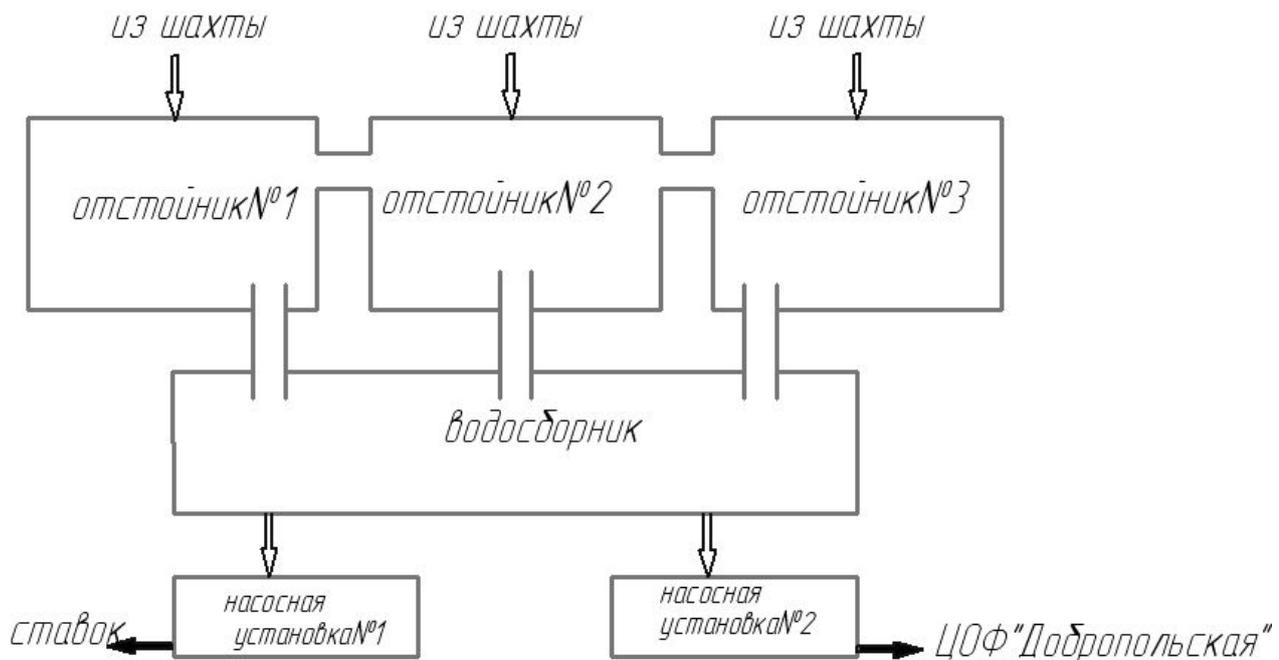


Рисунок 1 – Схема поверхностного водоотлива шахты «Добропольская»

Перекачная станция состоит из двух насосных, каждая из которых подпитывается из независимых источников. Вода поступает в отстойник из главных водоотливов по трубопроводу. Согласно проекта 1990 года было заложено, что ЦОФ «Добропольская» на протяжении 20 часов будет осуществлять отбор воды на технологические нужды в количестве $220 \text{ м}^3/\text{час}$ и максимальный приплыв на станцию перекачивания технической воды будет составлять $450 \text{ м}^3/\text{час}$. Исходя из этого, были установлены насосы ЦНС 300x180, но так как откачка воды происходит в городской ставок – отстойник, следовательно, геометрическая высота равна нулю, данные насосы из-за отсутствия постоянного давления в напорном трубопроводе имели высокую аварийность. Впоследствии насосы были заменены на насосы АНЦ-150x400 – 2шт., и насосы НСВ – 360x40 – 3шт. Откачка воды должна была откачиваться по трубопроводу диаметром $\text{Ø}273\text{мм}$.

В ходе эксплуатации насосов АНЦ – 150x400, НСВ – 360x40 выяснилось, что они не обеспечивают паспортную производительность, следовательно, установленные насосы не подходят по напорной характеристике сети.

В процессе эксплуатации используются четыре схемы работы станции для перекачивания технологической воды (рисунок 2), а именно:

- 1) работа одного насоса АНЦ 150x4;

- 2) параллельная работа двух насосов АНЦ 150x400;
- 3) последовательная работа двух насосов НСВ 360x40;
- 4) последовательная работа трёх насосов НС В360x40;

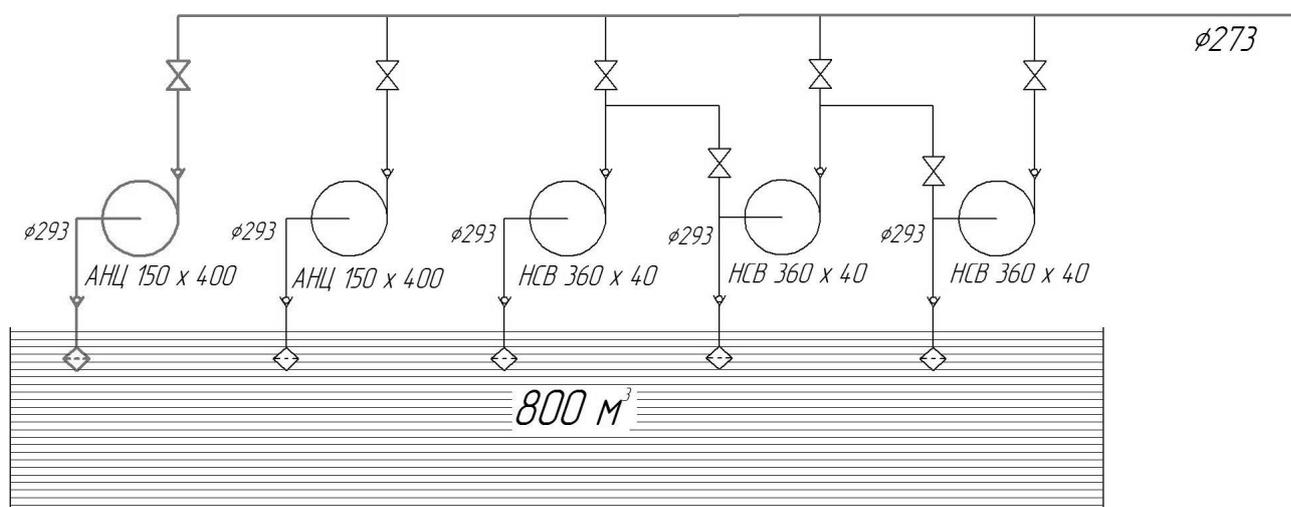


Рисунок 2 –Схема работы станции перекачки технической воды.

Во время работы насосной станции по каждому из четырёх вариантов были проведены замеры рабочих характеристик. Продуктивность замерялась при помощи счётчика «Днепр – 7У», а напор манометром. Результаты замеров сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Рабочие характеристики насосов перекачной станции.

| Параметр | Работа одного насоса АНЦ 150x400 | Параллельная работа двух насосов АНЦ 150x400 | Последовательная работа двух насосов НСВ 360x40 | Последовательная работа трёх насосов НСВ 360x40 |
|------------------------|----------------------------------|--|---|---|
| Н, МПа | 5 | 5,5 | 6 | 8 |
| Q, м ³ /час | 250 | 270 | 280 | 320 |

После проведения экспериментов определен коэффициент сопротивления напорного трубопровода. Учитывая, что геометрический перепад высот равен нулю выражение для коэффициента сопротивления примет вид:

$$a = \frac{H_c}{Q^2}$$

где H_c – напор сети, м.вод.ст.;

Q – суммарная подача насосов, м³/ч;

Коэффициент сопротивления трубопровода определяется по выражению:

$$a = \frac{L + \sum \ell_{\text{экв}}}{3600^2 \cdot K^2} = \frac{L + 0,177 \sum o \cdot \sqrt{\frac{Q_{\min}}{\sqrt{i}}}}{3600^2 \cdot 576 d^{5,3}}$$

где L – длина всасывающего и нагнетательного трубопровода;

K^2 – квадрат расходной характеристики трубы;

i – оптимальный гидравлический уклон;

$\sum \ell_{\text{экв}}$ – эквивалентная длина всех местных сопротивлений трубопровода определится по выражению:

$$\sum \ell_{\text{экв}} = 0,177 \sum \xi \cdot \sqrt{\frac{Q_{\min}}{\sqrt{i}}}$$

где $\sum \xi$ – коэффициент местных сопротивлений трубопровода, для принятой схемы работы берется 30.

Найдём эквивалентный диаметр напорного трубопровода с учётом его заиления и местных сопротивлений трубопровода:

$$d = \sqrt[5,3]{\frac{L + 0,177 \sum o \cdot \sqrt{\frac{Q_{\min}}{\sqrt{i}}}}{3600^2 \cdot 576 \cdot a}} = 0,237 \text{ м} = 237 \text{ мм}$$

Следовательно, эквивалентный диаметр трубопровода составляет всего лишь 237 мм.

Как видно из приведённых расчётов вследствие заиленности трубопровода его диаметр уменьшился и эквивалентен диаметру 237 мм. Как следствие насосы не могут обеспечить работу в заданных рабочих характеристиках, а вся схема перекачной станции требует реконструкции.

В заключение следует отметить, что в предложенной работе рассмотрены проблемы работы насосных станций при заиленном трубопроводе. В качестве мер по модернизации перекачной станции следует повысить эффективность очистки шахтных вод, изменить схему откачки воды. Зашламление трубопровода ведёт к уменьшению диаметра, следовательно, увеличивается частота включения насосов, как следствие уменьшаются промежутки времени между включениями, что в свою очередь, ускоряет износ насосов и двигателей при работе в пусковых режимах, происходит перегрев обмоток двигателей, возрастают энергозатраты. Дальнейшие исследования следует направить на теоретическое обоснование и решение научно-прикладной

задачи шахтного водоотлива, заключающихся в повышение эффективности, надёжности работы насосных агрегатов и обоснования схем откачки воды уменьшение износа гидравлических машин.

Список источников

1. Алиев Н.А., Манец И.Г. Совершенствование ремонта шахтных стальных трубопроводов // Материалы научно – технической конференции посвященной 75 – летию НИИГМ имени М.М.Фёдорова – 2004г. – Донецк. С209-211.
2. Малеев В.Б. Некоторые аспекты совершенствования шахтного водоотлива // Материалы научно – технической конференции посвященной 75 – летию НИИГМ имени М.М.Фёдорова – 2004г. – Донецк. С211-225.
3. Кондратенко В.Г., Козлов А.А. Анализ работы водоотливных установок угольных шахт // Сучасні аспекти механізації та автоматизації енергоємних виробництв. Збірник матеріалів І регіональної науково – практичної конференції, Красноармійський індустріальний інститут ДонНТУ – 2011.- Красноармійськ. С79-81.

ПРОБЛЕМЫ ПРОВЕДЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ВОДООТЛИВА ПРИ ПРОВЕДЕНИИ НАКЛОННЫХ ВЫРАБОТОК ШАХТ

А.А. Хорольский, магистр, **В.Г. Сынков**, д-р техн. наук, проф., **С.Н. Зиновьев**, канд. техн. наук, доц.
Красноармейский индустриальный институт ДонНТУ

Рассмотрено оборудование вспомогательного проходческого водоотлива. Приведены причины возникновения проблем при эксплуатации насосов и приведены мероприятия, которые позволяют снизить влияние на работу приведённых проблем. Предложена технологичная схема водоотлива с использованием винтового насоса. Перечислены этапы разработки под конкретные условия технологической схемы водоотлива с гидроэлеватором.

Водоотлив занимает одно из первых мест по важности в процессе функционирования горного предприятия, именно от его работы зависят показатели работы и безопасность предприятия в целом. Водоотлив характеризуется высокими требованиями к надёжности, а также высокими энергозатратами. Поэтому возникает проблема повышения надёжности и уменьшения любыми путями энергозатрат. Как известно отвод воды осуществляется напорным и самотёчным путём, напорным отводится жидкость по трубам с применением насосных установок, самотечным способом отводится вода по канавкам, которые предварительно проделаны в грунте выработки. В состав напорного водоотлива входят: насос, привод – электродвигатель, подводящий и нагнетательный трубопровод с запорной арматурой. Самотёчный водоотлив происходит за счет геометрической разности высоты грунта выработок и требует предварительно проделанных канавок в почве выработок. В общем случае водоотлив делится на 3 группы: главный, вспомогательный, участковый. На практике, в большинстве случаев, вспомогательный водоотлив перекачивает воду в водосборники участкового водоотлива, из которых вода в свою очередь перекачивается в главный водосборник.[1]

Вспомогательный водоотлив имеет свою специфику, прежде всего, невозможно создать водосборник, а также очистить воду от примесей.

В качестве примера приведём схему водоотлива участка при проведении вспомогательной выработки сверху вниз.

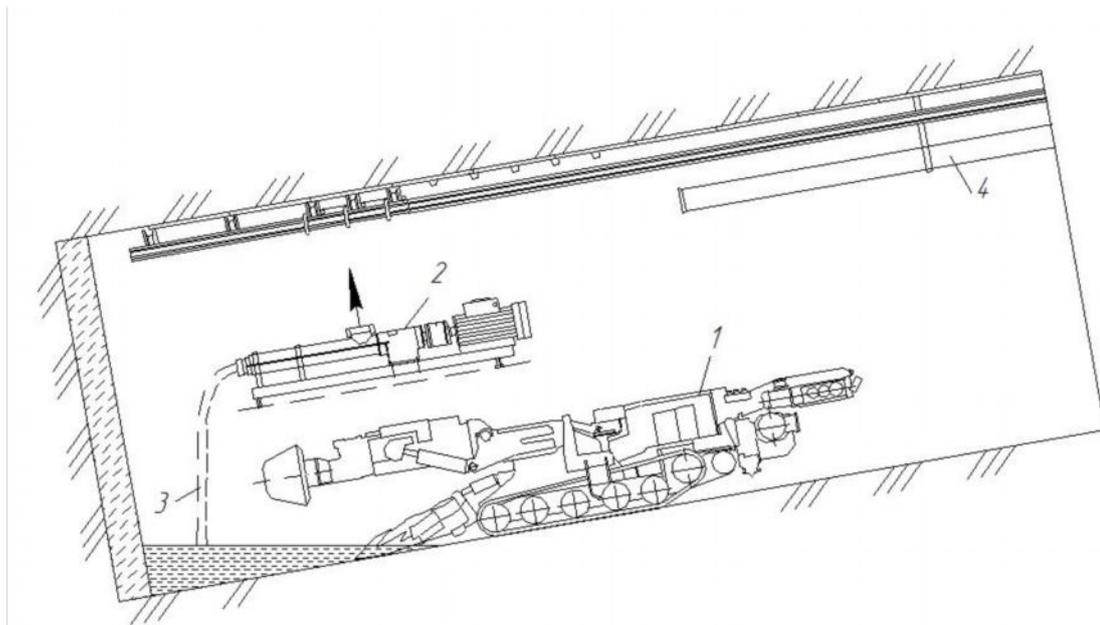


Рисунок 1 – Принципиальная схема проходческого водоотлива:
 1 – проходческий комбайн, 2 – винтовой насос, 3 – вентиляционная труба, 4 – всасывающий трубопровод.

При проведении наклонных выработок было – бы рационально использовать винтовые насосы, т.к. они имеют ряд преимуществ:

1. отсутствие движущихся частей, надёжность в работе, простота ухода и ремонта;
2. возможность откачки воды бесперебойно и с большим количеством механических примесей;
3. малый размер в плане и небольшой вес;
4. возможность применения в самых тяжелых условиях;
5. нечувствительность к поступлению воздуха во всасывающий трубопровод, что позволяет откачивать воду из неглубоких приямков;
6. отсутствие заливки воды перед пуском;

Но вместе с тем имеет ряд недостатков:

1. низкий КПД (17-20%).
2. повышенный расход трубопроводов.
3. относительно малый напор (до 100м).

Несмотря на все существенные недостатки, установки с винтовыми насосами следует применять.

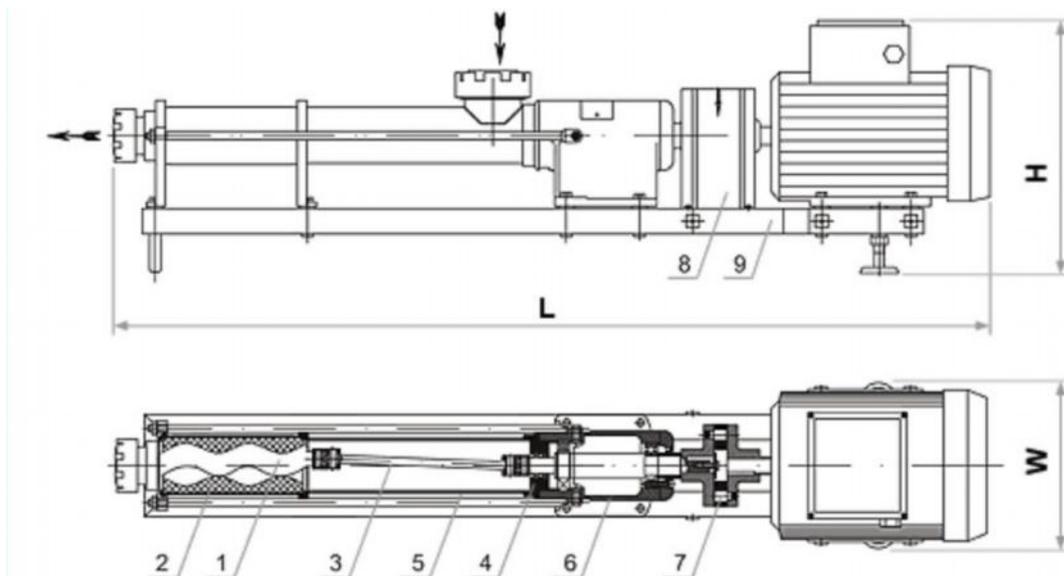


Рисунок 2 – Конструкция винтового насоса (тип 1В).

Преимущества винтовых насосов важны при постоянном изменении всасывающего трубопровода, что вызвано изменением расстояния от забоя и изменение геометрической высоты всасывания.



Рисунок 3 – Винтовой насос типа 1В в разрезе.

Винтовой насос имеет ряд конструктивных особенностей, что проявляется в процессе его работы. Рабочий орган винтовых насосов изготовлен из стали в виде однозаходного винта 1, вращающегося в резиновой обойме 2, внутренняя полость которой выполнена по форме двухзаходной винтовой поверхности с шагом, в два раза большим шага винта. Винт движется с помощью тяга 3, который закреплен на шарнире 4, закрепленном в подшипниковом узле 6. Насос приводится в действие с помощью привода 8 и двигателя 9. Во время работы винт вращается вокруг собственной оси, и одновременно его ось совершает планетарное движение. Винтовые насосы хорошо работают на загрязненной воде, развивают высокий напор, их эксплуатация не тре-

бует квалифицированного обслуживания и систематического ухода, но главным минусом является быстрый гидроабразивный износ.

Под гидроабразивным износом понимают разрушение поверхностей деталей проточной части насосов в результате механического воздействия находящихся в воде взвешенных твердых частиц. В процессе разрушения происходит изменение формы и линейных размеров деталей. Винт из-за мелких частиц быстро изнашивается и не перекрывает все резиновое уплотнение (рубашку), что приводит к потере давления и снижению КПД.

Скорости в каналах грунтовых насосов около 30 м/сек, размер отдельных включений в современных больших насосах может достигать 500 мм. Эти включения бомбардируют внутренние поверхности проточных каналов под всевозможными углами. Все это создает условия быстрого изнашивания грунтовых насосов. Практика показывает, что большая часть поломок в указанных двигателях и насосах происходит из-за эластомера статора. Эластомерные статоры обычно ломаются из-за высокой механической нагрузки, износа, эрозии и абразивного истирания, несоответствия текучей среды. При работе в условиях большого перепада давлений или с постепенной эрозией увеличиваются внутренние утечки, и производительность системы постепенно уменьшается [2].

Известны следующие мероприятия по борьбе с износом грунтовых насосов:

- 1) улучшение гидравлических условий протекания пульпы в каналах грунтовых насосов;
- 2) защита всевозможных зазоров в грунтовых насосах от попадания твердых частиц;
- 3) увеличение износостойкости материала, из которого изготовляют детали грунтовых насосов;
- 4) применение защитных вкладышей;
- 5) конструктивные усовершенствования грунтовых насосов в целях сокращения времени, необходимого на смену износившихся деталей.

Чтобы хоть как-то продлить эксплуатацию изношенной рубашки насоса ее пытаются придавить к винту забивая клинья между корпусом насоса и рубашкой. Эффект от такой «модернизации» незначительный и непродолжительный. Деформируясь, рубашка создает дополнительное трение что увеличивает сопротивление вращения винта. Это приводит к более быстрому износу уплотнений.

Винтовой насос создаёт значительно меньший шум, чем турбинный, а его напор и подача значительно выше. Тем не менее, этот насос не приспособлен перекачивать вместе с водой абразивные примеси в виде песка и мелких кусков породы, избавиться от которых в проходческом забое практически невозможно [3].

Таким образом, имеющееся серийное насосное забойное оборудование не отвечает всем требованиям водоотлива проходческого забоя. Чтобы обеспечить скоростную проходку, необходимо разработать специальную технологию забойного водоотлива, которая была бы лишена перечисленных недостатков, отличалась простой обслуживания и надёжностью в работе.

В нынешнее время всё чаще в водоотливе используются специальные средства водоотлива, наибольшее распространение получили гидроэлеваторы или их ещё называют струйные насосы.

В основу работы винтовых насосов положена передача энергии от потока жидкости, обладающего большей энергией, к потоку жидкости обладающего меньшей энергией. Первый поток считают потоком рабочей жидкости, второй поток потоком пассивной жидкости. Физически передача энергии от рабочей жидкости к пассивной невозможна, но её можно добиться косвенным путём.

Конструктивным элементом в струйном насосе, который позволяет выполнить передачу энергии от рабочего к пассивному потоку жидкости является насадка, в которой за счёт сужения сечения проточной части вся потенциальная энергия сжатой рабочей жидкости преобразуется в кинетическую.

В камере смешения происходит столкновение потоков жидкости и передача энергии. В процессе такого столкновения происходит процесс, когда большая часть энергии рабочей жидкости, переходит в тепловую энергию, что значительно снижает КПД.

Предлагается разработать для конкретных условий гидроэлеватор согласно приведенной ниже конструктивной схеме. Преимуществом такой конструкции является простота изготовления и прямооточность (пониженное гидравлическое сопротивление) всасывающего трубопровода. Однако присутствует и недостаток – сложность соосного (коллинеарного) расположения форсунки и камеры смешения, от которого значительно зависят параметры гидроэлеватора [5].

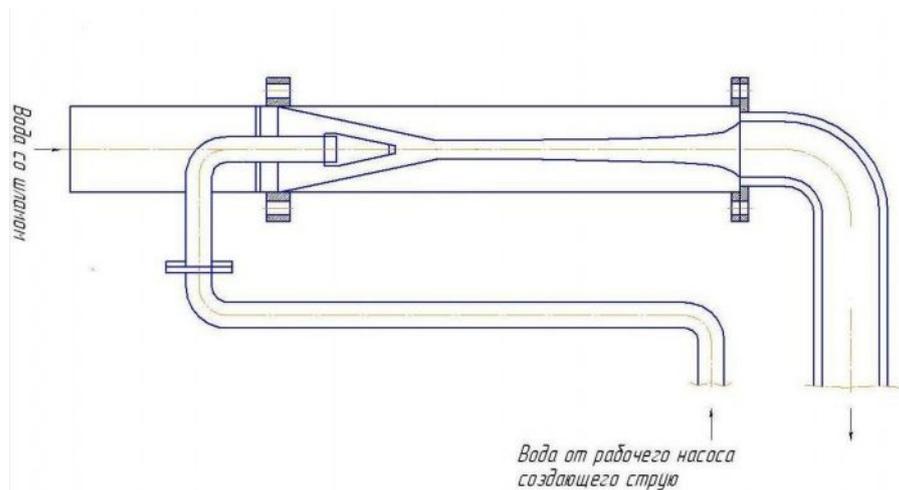


Рисунок 4 – Предлагаемая схема струйного насоса для вспомогательного проходческого водоотлива

В нынешнее время первоочередной задачей для успешного функционирования, повышения эффективности работы, создания безопасных условий труда рабочих стоит задача внедрения новых средств автоматизации и систем на базе микропроцессорной техники. Предлагается для вспомогательного водоотлива внедрить следующую схему:

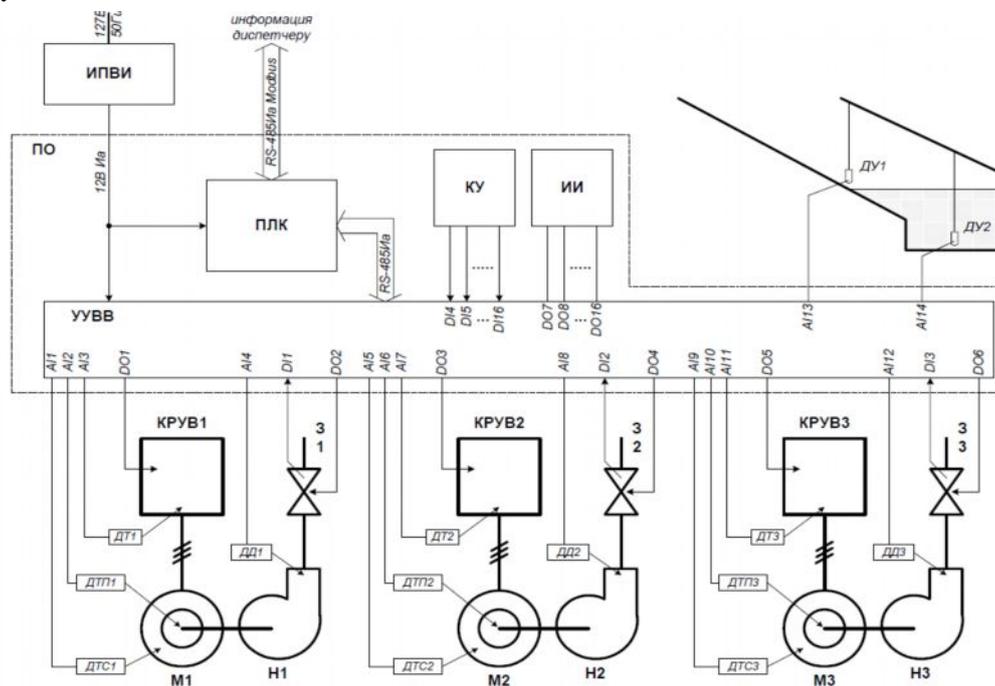


Рисунок 5 – Функциональная схема аппаратуры управления шахтным водоотливом АУМВ.

Принцип работы схемы заключается в следующем: При достижении аварийного уровня воды в водосборнике датчик уровня ДУ2 выдает сигнал аварийного уровня, в результате чего у диспетчера по-

является сигнал аварийного уровня, а устройство выдает по программе сигналы включения второго насосного агрегата, который будет работать совместно с включившимся при верхнем уровне насосом до тех пор, пока уровень воды не снизится ниже аварийного.

Датчики ДУ1 и ДУ2 являются элементом технических систем, предназначенных для измерения, сигнализации, регулирования, управления устройствами или процессами. Датчики преобразуют контролируемую величину (давление, температура, расход, концентрация, частота, скорость, перемещение, напряжение, электрический ток и т. п.) в сигнал (электрический, оптический, пневматический), удобный для измерения, передачи, преобразования, хранения и регистрации информации о состоянии объекта измерений.

Для автоматизации участкового водоотлива с использованием струйного насоса достаточно в приведенной выше схеме задействовать датчики ДУ1 и ДУ2 для измерения уровня воды и выводы ДО2 и ДИ1 для управления электрозадвижкой. При повышении уровня воды до уровня датчика ДУ2 аппаратура управления подаст сигнал и откроет задвижку рабочей воды струйного насоса. После откачки воды до уровня датчика ДУ1 подается сигнал на закрытие задвижки З1.

При использовании отдельного насоса для подачи рабочей воды в гидроэлеватор или при использовании винтового насоса дополнительно задействуются выводы АИ1 – АИ3 для датчиков и ДО1 для пускателя двигателя насоса.

Так же аппаратура автоматизации обеспечит автоматический контроль работающего насосом и аварийное его отключение, в случае если он не достиг заданной производительности или при возникновении отказа в его работе (перегрев подшипников, короткое замыкание в приводе и т.д.)

В заключение следует отметить, что для обеспечения надёжной работы струйного насоса для участкового проходческого водоотлива следует решить следующие вопросы:

1. выбрать рациональный режим работы струйного насоса;
2. определить расход рабочей жидкости;
3. произвести расчет и выбор геометрических параметров струйного насоса;
4. выбрать и обосновать источник рабочей воды;
5. внедрять системы автоматизации водоотлива, что позволит повысить безопасность и технико – экономические показатели работы.

Список источников:

1. Триллер Е.А., Шестаченко С.В. Шахтный водоотлив с использованием струйных насосов// Сучасні аспекти механізації та автоматизації енергоємних виробництв. Збірник матеріалів II регіональної науково – практичної конференції, Красноармійський індустріальний інститут ДонНТУ – 2013.- Красноармійськ. С102-106.
2. Триллер Е.А., Немцев Э.Н. Технологическая схема забойного водоотлива :
3. Шкундин Б.М. Оборудование гидромеханизации земляных работ. Учебник для учащихся гидроэнергетических, энергетических и энергостроительных техникумов. М., "Энергия", 1970. - 240 с
4. Волков В.В. Система водоотлива горного предприятия. Повышение эффективности эксплуатации водоотливных установок медноколчеданных рудников

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА ТИПА П110

А.В. Чирков, инж., **В.А. Тарасенко**, канд. техн. наук, доц.
Донецкий национальный технический университет

Эксплуатация проходческих комбайнов типа П110 на шахтах Украины выявила ряд недостатков, одним из которых является высокие удельные энергозатраты при разрушении горного массива с разными прочностными характеристиками. Сопротивление горной массы резанию в реальных горно-технических условиях проводимых выработок является непрерывно изменяемой величиной. Вследствие этого передаточное отношение редуктора также должно быть непрерывно изменяемой величиной функции сопротивляемости горной массы резанию и показателя степени хрупкости. Однако сделать плавно регулируемым привод исполнительного органа проходческих комбайнов довольно сложно.

Обеспечить рациональный режим работы проходческого комбайна означает обеспечить минимальные удельные энергозатраты по разрушению горного массива. Этого можно достичь, обеспечив переменное в зависимости от параметров разрушаемого массива передаточное число редуктора привода исполнительного органа.

В существующих отечественных проходческих комбайнах применяются редукторы привода исполнительного органа со сменными шестернями, которые обеспечивают разные передаточные отношения редуктора и частоты вращения исполнительных органов (ИО). Однако это не позволяет оперативно изменять их передаточные числа. Одним из способов решения этой задачи является разработка двухскоростного редуктора привода исполнительного органа с оперативным переключением скоростей без разборки-сборки редуктора.

Исходными заданием для совершенствования комбайна в заданных условиях являются: прочность пород выработки по шкале проф. М.М. Протодьяконова: условие 1 – $f_1 = 5$, условие 1 – $f_2 = 7$; угол наклона выработки: $\alpha = 0^\circ$; показатели контактной прочности породы: условие 1 – $P_{\kappa 1} = 492$ МПа, условие 1 – $P_{\kappa 2} = 815$ МПа; спектр эксплуатационной нагруженности: $v_{mp} = 0.3$; скорость подачи ИО комбайна $V_n = 5$ м/мин.

Согласно исходным данным были выполнены: расчет нагрузок на ИО для двух условий работы, определены устойчивые моменты

электродвигателей, спроектирована конструкция и выбраны параметры редуктора и новых зубчатых передач. Кинематическая схема привода ИО комбайна П110 приведена на рис. 1.

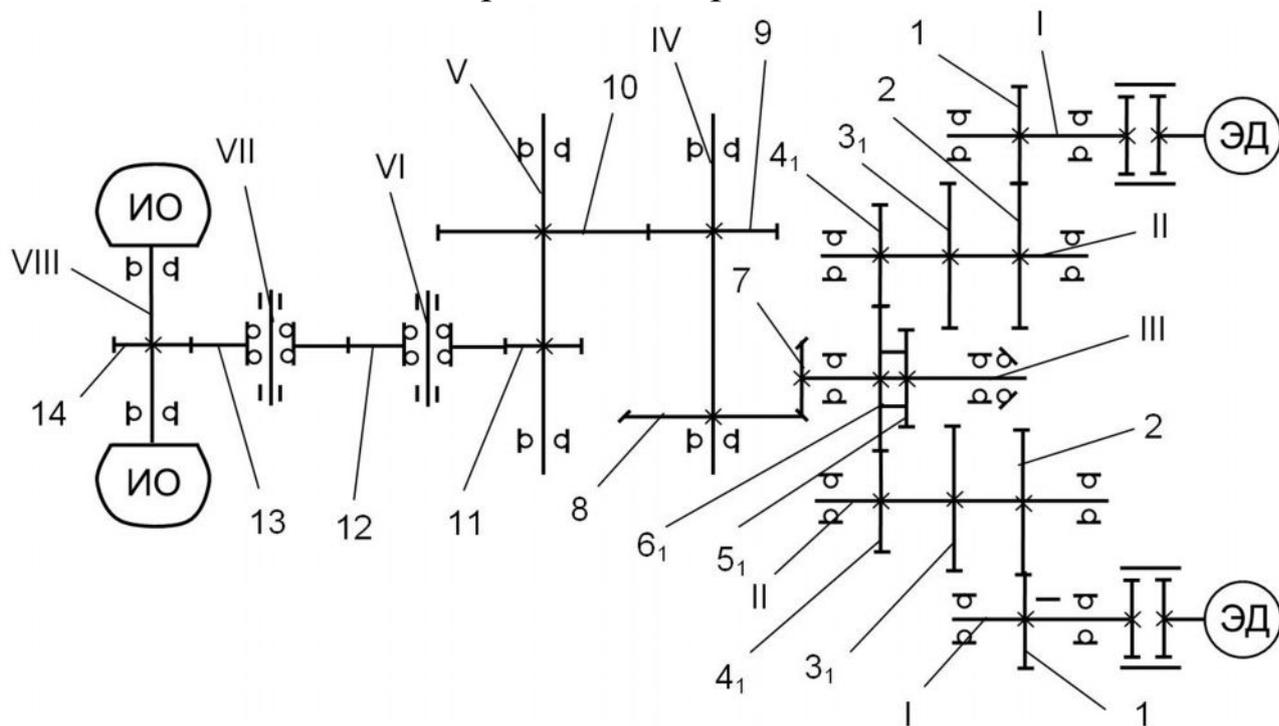


Рисунок 1 – Кинематическая схема привода ИО комбайна П110

Новые параметры зубчатых передач приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Параметры зубчатых передач привода ИО комбайна П110

| Номера зубьев | 1 | 2 | 3 ₁ | 4 ₁ | 5 ₁ | 6 ₁ | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---------------|----|----|----------------|----------------|----------------|----------------|----|----|----|----|----|----|----|----|
| Кол. зубьев | 13 | 39 | 30 | 22 | 33 | 41 | 16 | 33 | 14 | 37 | 17 | 32 | 27 | 29 |
| Модуль, мм | 6 | 6 | 8 | 8 | 8 | 8 | 10 | 10 | 12 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 |

Новые параметры редуктора позволяют обеспечить две частоты вращения коронок – $n_{kI} = 47.6$ об/мин и $n_{kII} = 28.1$ об/мин. Общее передаточное отношение редуктора составляет соответственно $U_I = 30.7$ и $U_{II} = 52.0$, а передаточные отношения передач зубчатой муфты $U_{35.I} = 1.10$ и $U_{46.II} = 1.86$.

Конструкция зубчатой муфты переключения скоростей приведена на рис. 2.

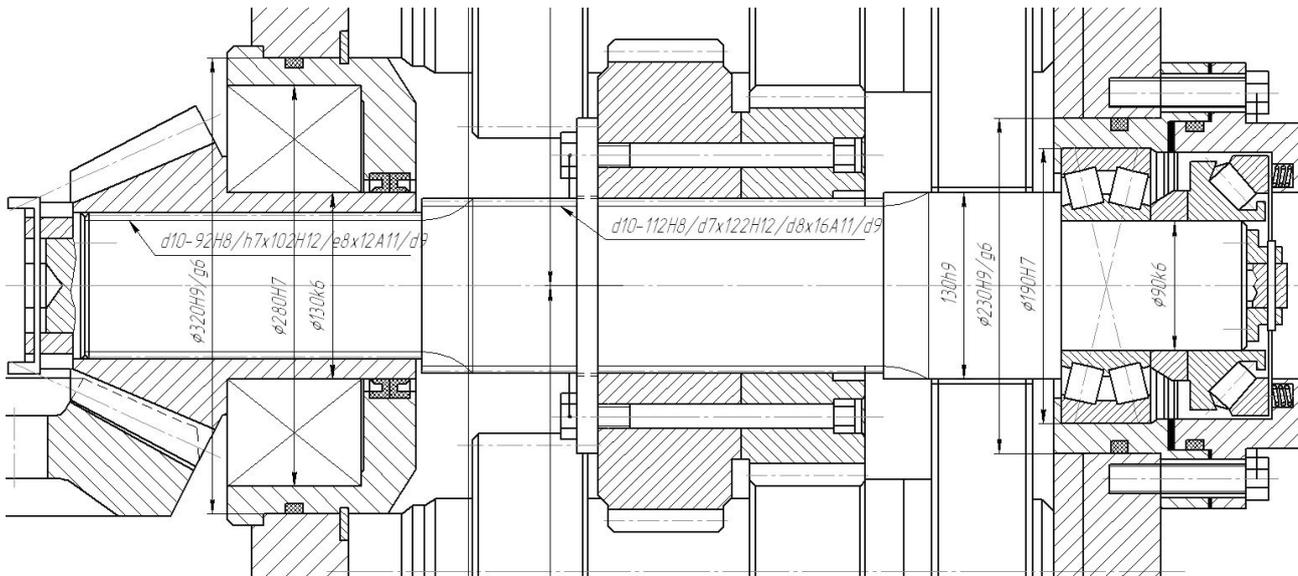


Рисунок 2 – Конструкция зубчатой муфты переключения скоростей

В результате проектных работ также выполнены расчеты силовых и скоростных параметров редуктора привода исполнительного органа комбайна. Произведены расчеты наиболее нагруженной зубчатой передачи на контактную и изгибную выносливость, расчеты выходного вала редуктора с расположенными на нем коронками на статическую и усталостную прочность, а также расчеты шлицевого соединения на выходном валу редуктора, что еще раз подтверждает соответствие новых параметров модернизируемого комбайна П110 требованиям технического задания.

Таким образом, выполненные проектные и исследовательские работы позволили решить достаточно актуальную задачу обеспечения лучшего соответствия показателей резания заданным горнотехническим условиям эксплуатации проходческого комбайна П110 при работе по забою с разными параметрами.

Список источников.

1. Обладнання очисних вибоїв вугільних шахт / Укл. В.П. Кондрахін В.П., М.І. Стадник, Г.В. Петрушкін, М.М. Лисенко – Донецьк: ДонНТУ, 2008. – 90с.
2. Гірничі машини для підземного видобування вугілля: Навч. посіб. для вузів / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкін, М.М. Лисенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев; Під заг. ред. П.А. Горбатова. – 2-ге вид. Перероб. і доп. – Донецьк: Норд Комп'ютер, 2006 – 669с.: іл.

О.Е. Шабает (д-р техн. наук, проф.),

А.Е. Апалько (аспирант),

А.С. Мельников (магистрант)

Донецкий национальный технический университет

ВЛИЯНИЕ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ЗАТРАТ ВРЕМЕНИ СВЯЗАННЫХ С ОПЕРАЦИЯМИ ПРОВОДИМЫМИ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ НИШ.

В работе, на основе предложенной зависимости, выполнена количественная оценка потерь производительности комбайна по добыче, вызванная расходом времени на концевые операции.

Ключевые слова: производительность комбайна, уголь, концевые операции, оценка, потери.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Особенностями современного развития угольной промышленности Украины являются интенсификация добычи угля. Отечественный и мировой опыт показывает, что именно этот фактор обуславливает повышение эффективности угледобывающего предприятия и высокие требования к надежности и техническому уровню современных горных машин. Поэтому изыскание путей повышения эффективности работы горного оборудования, в первую очередь очистных комбайнов с целью интенсификации добычи является актуальным.

Анализ исследований и публикаций.

В работе [1] обоснована необходимость перехода к системе «лава-шахта». В работе [2] выполнена оценка влияния потерь рабочего времени комбайна по выемке, связанных с затратами времени на зарубку на производительность комбайна.

Постановка задачи.

Целью данной работы является изыскание путей повышения производительности очистных комбайнов, на основе анализа технологических операций очистного забоя.

Изложение материалов и результатов

Для установления влияния мощности приводного двигателя комбайна на техническую производительность были использованы последние достижения науки и ряда фундаментальных классических работ по горным машинам [3], а также рекомендации нормативных документов, на основе которых была предложена зависимость:

$$Q = \frac{30 \cdot \gamma \cdot P}{\frac{\delta \cdot A_p}{\eta \cdot K} + \frac{P \cdot (T_{мо} + T_{ко} + T_{зу})}{2 \cdot B \cdot H \cdot L}},$$

где

γ – плотность угля, т/м³;

P – мощность привода резания исполнительного органа, кВт;

δ – коэффициент, учитывающий хрупко-пластические свойства угля, Н·м;

L – длина лавы, м;

A_p – сопротивляемость угля резанию;

η – К.П.Д. передаточного механизма;

K – коэффициент готовности комбайна;

B – ширина захвата комбайна, м;

H – мощность пласта, м;

$T_{мо}, T_{ко}, T_{зу}$ – затраты времени соответственно на маневровые, концевые операции и замену рабочего инструмента, мин.

Для возможности использования этой зависимости необходимы исходные данные. Горно-геологические условия и физико-механические свойства горных пород принимаем по данным Павлоградского угля:

- мощность пласта колеблется в пределах 1,0...1,5 м;
- длина лавы 200м;
- плотность угля 1.38 т/м³;
- сопротивляемость угля резанию 350 Н/мм;
- коэффициент, учитывающий хрупко-пластические свойства угля для хрупких углей принимаем 0,06.

Конструктивные параметры комбайна принимаем согласно последних достижений угольного машиностроения:

- ширина захвата 0,63м;
- мощность до 500 кВт;
- коэффициент готовности комбайна принимаем 0,85.

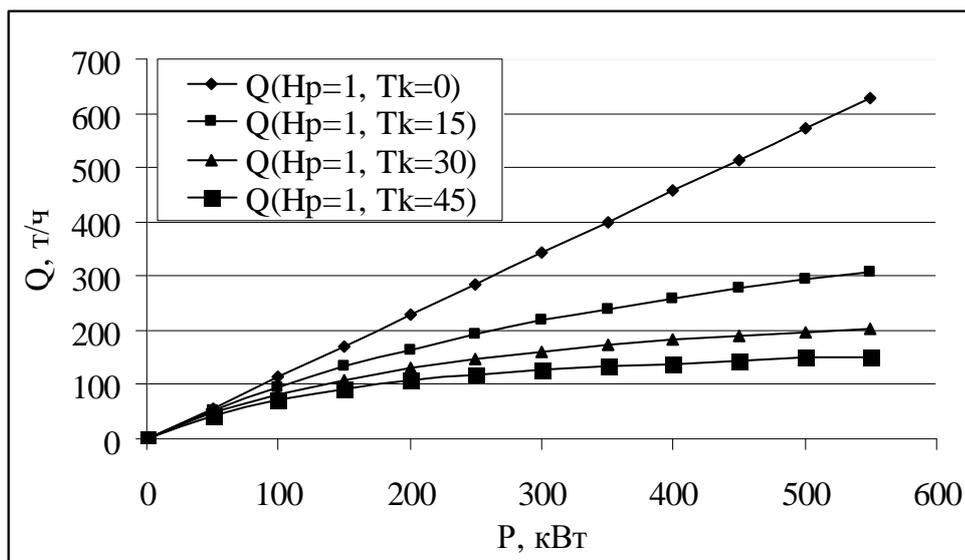
Затраты времени, связанные с техническим несовершенством комбайна:

- время маневровых операций и замены рабочего инструмента принимались равными нулю в связи с тем, что современные комбайны работают по челноковой схеме, а замена резцов проводится, как правило, в ремонтную смену;

- согласно данным предприятий Павлоград угля время, затрачиваемое на концевые операции, от 15 до 45 минут.

На основе предложенной зависимости и вышеприведенных исходных данных были получены соответствующие графические зависимости (рис. 1) и данные анализа прироста технической производительности от увеличения мощность приводного двигателя при значении времени концевых операций равным 30 мин (табл. 1).

а)



б)

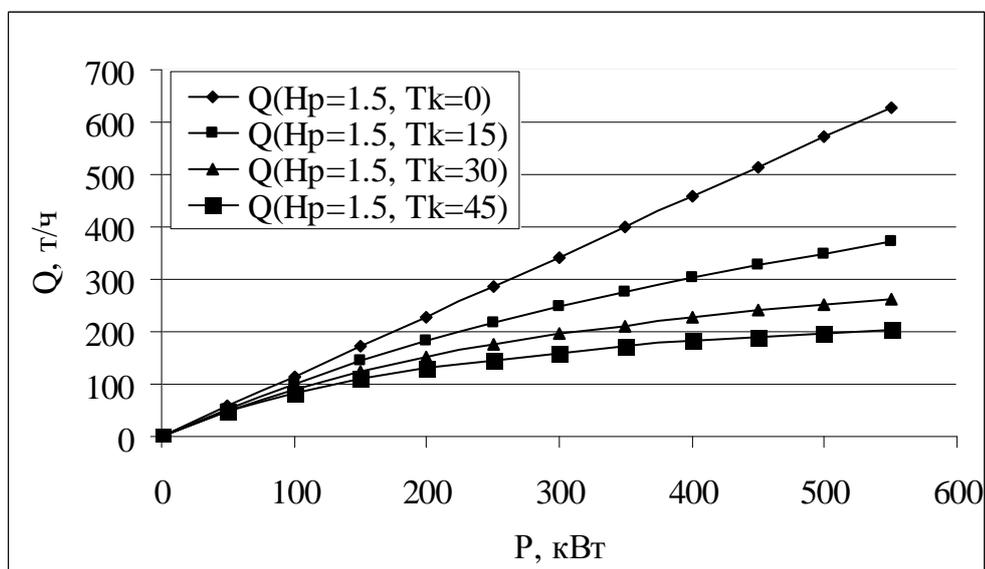


Рисунок 1 – Зависимость технической производительности от мощности двигателя привода исполнительного органа, а – для пласта мощностью 1 м, б – для пласта мощностью 2 м

Таблица 1 – Приращение производительности комбайна при повышении мощности двигателя привода резания

| Мощность комбайна, Р (кВт) | Прирост производительности, δQ (т/ч) | |
|----------------------------|--|-------------|
| | $H_p=1$ м | $H_p=1.5$ м |
| 100 | 1 | 1 |
| 200 | 1.7 | 1.8 |
| 300 | 2.2 | 2.4 |
| 400 | 2.7 | 3.1 |
| 500 | 3.1 | 3.5 |

Анализируя зависимости, представленные на рис. 1 можно отметить:

1. Повышение мощности приводного двигателя исполнительного органа очистного комбайна до 100 кВт, при существующей технологии ведения очистных работ, приводит к приблизительно пропорциональному росту технической производительности.

Таким образом, эффективное повышение технической производительности очистных комбайнов может быть достигнуто путём повышения мощности двигателей резания на мощностях до 100 кВт.

2. Дальнейшее увеличение мощности двигателей резания не даёт ожидаемых результатов вследствие потерь времени на концевые операции. Так увеличение мощности со 100 кВт в два раза (см. табл. 1) приводит к приросту производительности всего на 70...80%, а в 4 раза – от 30% до 60% в зависимости от вынимаемой мощности пласта. То есть, для эффективного использования мощности комбайна мощностью более чем 100 кВт необходимо сокращение времени концевых операций.

3. Эффективность увеличения мощности двигателей привода резания на повышения технической производительности комбайна зависит от значения мощности пласта: чем выше мощность пласта, тем выше граница эффективного повышения мощности машины.

Для установления влияния массы комбайна на суммарную мощность двигателей приводов был произведён анализ технических характеристик известных очистных комбайнов (Всего было проанализировано 28 отечественных и зарубежных комбайнов). Для установления функциональной зависимости массы комбайнов на сум-

марную мощность двигателей приводов был использован метод наименьших квадратов (МНК).

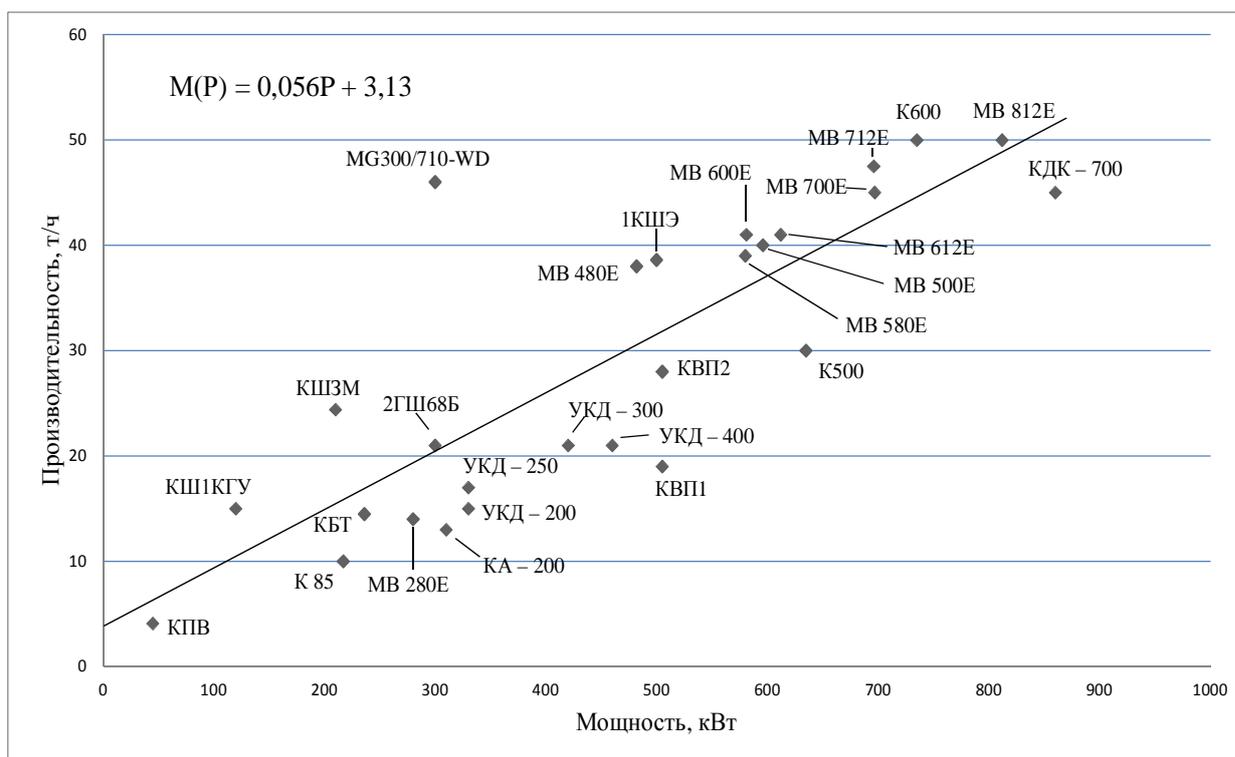


Рисунок 3 – Зависимость массы комбайна от мощности

В результате применения метода МНК была получена зависимость вида:

$$M(P) = k_1 \cdot P - k_2$$

где, k_1 и k_2 коэффициенты регрессии, с доверительной вероятностью 0.95 значение этих коэффициентов составляет $k_1 = 0.056 \frac{t}{кВт}$, $k_2 = 3.13t$.

Как следует из графика, при увеличении мощности приводного двигателя очистного комбайна его масса возрастает по зависимости $M(P)$, что приводит к возрастанию его цены и габаритов.

Таким образом, повышение технической производительности за счет повышения мощности приводного двигателя комбайнов (свыше 100 кВт) не приводит к ожидаемым результатам из-за потерь времени на концевые операции. При этом, чем выше мощность тем ниже эффективность данного способа.

Более рациональным способом является одновременное повышение мощности применяемого двигателя и уменьшение концевых

операций. При реализации данного метода необходимо стремиться к полному упразднению затрат времени на концевые операции.

В настоящее время основным способом подготовки ниш является комбайновая выемка. Основным парком применяемых комбайнов составляют машины типа: КН78, КН2, КН3. Данные машины оснащены баровым исполнительным органом цепного типа. Разрушение угля производится системой резцов закреплённых на цепи.

Основная причина низкой эффективности применяемого оборудования является применение цепного исполнительного органа. Основные недостатки цепного исполнительного органа заключаются в низком КПД и быстром износе подвижных элементов, низкой транспортной способности, необходимости работы в составе с подсистемой погрузки отбитой горной массы.

Данная ситуация формирует необходимость создания машины учитывающей опыт и недостатки машин описанных выше. Для повышения КПД разрушения, и соответственно, повышения производительности необходимо применить последние достижения машиностроения. Наиболее перспективным, в настоящее время является применение исполнительного органа шнекового (барабанного) типа. Перспектива применения исполнительного органа данного типа на машинах подобного класса была описана в [4]. Основные преимущества будут заключаться в повышении КПД работ связанных с разрушения горного массива, решение проблем погрузки, повышение производительности.

Список литературы

1. Перспективы создания проходческих комбайнов нового технического уровня / Семенченко А.К., Шабаев О.Е., Семенченко Д.А., Хиценко Н.В. // ДонНТУ. «Горная Техника - 2005».
2. Влияние на производительность очистного комбайна затрат времени на вспомогательные операции при интенсификации добычи./ Косарев В.В., Семенченко А.К., Новиков А.И. // Научные работы ДонНТУ, выпуск 16 (142), 2008 г.
3. Гірничі машини для підземного видобування вугілля./ Горбатов П. А. // Донецьк, 2006 г.
4. Барабанный исполнительный орган для проходческих комбайнов избирательного действия / Корчаченко Р.В., Семенченко А.К., Семенченко Д.А. // ДонНТУ «Автоматизація технологічних об'єктів та процесів.» 2004.

Шабаев О.Е., Мельников О.С., Апалько О.Е. Донецький національний технічний університет.

Вплив на продуктивність очистного комбайна витрат часу пов'язаних з операціями які проводяться для підготовки ніш.

У роботі, на основі запропонованої залежності, виконана кількісна оцінка втрат продуктивності комбайна з видобутку, викликана витратою часу на кінцеві операції.

Ключові слова: продуктивність комбайна, вугілля, кінцеві операції, оцінка, втрати

O.Shabayev, A.Melnikov, Donetsk National Technical University, Donetsk.

The influence of time-consuming on performance on the shearer which connected with the operation being undertaken for preparation of niches.

In the work was performed a quantification of the loss of productivity due to loss of time to the end-operation. The calculation was made by using the proposed dependency.

Keywords: combine capacity, coal, terminal operations, assessment, loss.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| Авраменко Н.А., Зиновьев С.Н. <i>Проблемы добычи шахтного метана в Украине</i> | 3 |
| Александрова М.А., Чичикало Н.И. <i>Разработка требований к метрологическим характеристикам прибора бесконтактного определения теплотворной способности газа</i> | 6 |
| Александрова М.А., Чичикало Н.И. <i>Разработка измерительного прибора контроля плотности природного газа для бесконтактного определения его теплотворной способности</i> | 11 |
| Бутыльский Д.А., Скляров Н.А. <i>Определение рациональных параметров привода ленточного конвейера с прижимным роликом, обеспечивающего повышение долговечности ленты</i> | 16 |
| Гокун В.В., Мизерный В.И. <i>Гидромеханизованная очистка горизонтальных водосборников</i> | 23 |
| Гончаренко К.В., Тарасенко В.А. <i>Математическая модель привода исполнительного органа очистного комбайна типа КДК500</i> | 26 |
| Гончаренко М.Е., Тарасенко В.А. <i>Анализ средств механизации очистного забоя в условиях шахты «им. А.Ф. Засядько»</i> | 29 |
| Гуляев В.Г., Гутаревич Н.В. <i>Направления повышения технического уровня энергонасыщенных насосных установок для систем гидропривода механизированных крепей</i> | 33 |
| Гуляев В.Г., Кулинич Е.И. <i>Установление рациональных параметров виброзащитного устройства в подсистеме привода исполнительного органа очистного комбайна УКД400</i> | 40 |
| Дмитренко С.В., Скляров Н.А. <i>Анализ характерных повреждений элементов винтовых конвейеров и разработка предложений по повышению долговечности желоба и ремонтпригодности конвейера</i> | 47 |
| Дробот А.А., Вовна А.В. <i>Повышение точности измерения концентрации полидисперсной пыли в видимом спектре</i> | 58 |
| Ерошенко А.В., Сидоров В.А., Ошовская Е.В. <i>Неисправности механической части винтовых компрессоров</i> | 64 |
| Захарян Я.Г., Скляров Н.А. <i>Установление зависимости параметров крутонаклонного ленточного конвейера от величины угла его наклона и угла лотковости ленты</i> | 69 |

| | |
|---|-----|
| Кондратенко В.Г., Процай М.С. <i>Теоретические исследования дискового разгрузочного устройства шахтного центробежного насоса.....</i> | 77 |
| Краснопольская А.С., Тарасенко В.А. <i>Анализ конструкций приводов исполнительных органов проходческих комбайнов.....</i> | 80 |
| Криконюк А.В., Тарасенко В.А., Сурженко А.Н. <i>Разработка конструкции исполнительного органа очистного комбайна типа КДК400.....</i> | 84 |
| Лысенко Н.М., Барков А.Н., Макарова Л.А. <i>К вопросу повышения погрузочной способности шнековых исполнительных органов очистных комбайнов, предназначенных для отработки тонких пластов</i> | 88 |
| Маркин А.Д., Кононенко Е.Ю. <i>Особенности применения эрлифтных установок в системах гидрозолошлакоудаления ТЭС.....</i> | 95 |
| Мед А.П., Оголобченко А.С. <i>Використання комп'ютерно - інтегрованих систем моніторингу та управління – сучасний напрямок в підвищенні ефективності роботи комплексу водовідливу шахти.....</i> | 100 |
| Москаленко А.В., Сынков В.Г., Зиновьев С.Н. <i>Исследование напряженно-деформированного состояния реза 3Р4-80</i> | 110 |
| Надточий А.Е., Кононенко А.П. <i>Целесообразность применения гидроаппаратов с осциллирующим движением подвижных элементов</i> | 117 |
| Пащенко А.С., Зори А.А. <i>Разработка структурной схемы системы контроля запыленности рудничной атмосферы шахт.....</i> | 122 |
| Potapov V., Viks A. <i>To the question of increasing reliability combine a coalface 1K101U.....</i> | 125 |
| Приходько Е.В., Тарасенко В.А., Сурженко А.Н. <i>Обоснование выбора параметров исполнительного органа очистного комбайна УКД200-250 в заданных условиях</i> | 130 |
| Снежко А.А., Маренич К.Н. <i>О целесообразности применения транзисторных регуляторов напряжения в системах управления скоростным режимом пуска шахтных ленточных конвейеров.....</i> | 133 |
| Степаненко Е.Ю., Калимбет Б.И. <i>Анализ эффективности выемки тонких пластов узкозахватными очистными комбайнами</i> | 138 |
| Степаненко Е.Ю., Красильников А.Т. <i>Анализ эффективности выемки тонких пластов широкозахватными очистными комбайнами</i> | 144 |
| Strekalova J., Yatcenko A. <i>La phénomène de cavitation dans les pompes centrifuge et les méthodes de lutte avec lui.....</i> | 150 |

| | |
|---|-----|
| Тимошенко М.А. <i>Исследование основных направлений применения пневмотранспорта и специфика его использования в Донецком регионе</i> | 152 |
| Тимошенко М.А. <i>Исследование основных методов обнаружения препятствий</i> | 154 |
| Удовенко М.Ю., Мизерный В.И. <i>Эрлифтный способ очистки зумпфа скипового ствола шахты октябрьский рудник.....</i> | 157 |
| Федорюк М.П. <i>Дестабілізуючі фактори, які впливають на метрологічні характеристики ультразвукового витратоміра і способи зменшення їх впливу</i> | 161 |
| Хорольский А.А., Москаленко А.В., Сынков В.Г. <i>Определение эквивалентного диаметра напорного трубопровода перекачной станции шахты «Добропольская»</i> | 173 |
| Хорольский А.А., Сынков В.Г., Зиновьев С.Н. <i>Проблемы проведения вспомогательного водоотлива при проведение наклонных выработок шахт .</i> | 178 |
| Чирков А.В., Тарасенко В.А. <i>Модернизация привода исполнительного органа проходческого комбайна типа П110.....</i> | 186 |
| Шабаетов О.Е., Апалько А.Е., Мельников А.С. <i>Влияние на производительность очистного комбайна затрат времени связанных с операциями проводимыми для подготовки ниш</i> | 189 |