

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ



ГОУ ВПО «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ФАКУЛЬТЕТ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ



Кафедра "Энергомеханические системы"

Материалы

*XVII международной научно-технической
конференции*

*"Горная энергомеханика и
автоматика"*

21 – 23 ноября 2017 г.

г. Донецк

УДК 622.232.72

Горная энергомеханика и автоматика: материалы XVII Международной научно-технической конференции, 21-23 ноября 2017г., Донецк - Донецк: ДонНТУ, 2017.– 96с.

В материалах конференции освещены следующие вопросы: разработка перспективного оборудования и устройств в области энергомеханики и автоматки; 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 О.А. Геммерлинг

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ:

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

УДК 621.695

Р.И. Божко, аспирант,
А.П. Кононенко, докт. техн. наук, проф.
Донецкий национальный технический университет

ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ ЭРЛИФТНЫХ УСТАНОВОК

На основе анализа работы эрлифтных установок традиционной схемы доказана целесообразность применения нагнетательных эрлифтных установок. Выполнена оценка работы нагнетательной эрлифтной установки на примере использования в ее составе радиального нагнетателя ЦНВ 200/3,0 в диапазоне относительных погружений $\alpha = 0,15 \div 0,95$.

При эксплуатации эрлифтных установок традиционной конструкции движение жидкости после воздухоотделителя осуществляется только безнапорно, что требует обеспечения уклона отводящего трубопровода в сторону потребителя этой жидкости. При промышленном использовании нередки ситуации, когда существуют ограничения по допустимой высоте подъема эрлифта традиционной конструкции из-за ограниченных вертикальных габаритов в месте расположения установки, что исключает применение таких установок как средств гидроподъема. Обеспечить движение жидкости по отводящему трубопроводу с восходящим уклоном возможно только при абсолютном давлении в воздухоотделителе, превышающем абсолютное давление на выходе из отводящего трубопровода.

Увеличить энергоэффективность работы эрлифтной установки с радиальным (центробежным) нагнетателем в качестве источника сжатого воздуха возможно при подаче во всасывающий патрубок нагнетателя воздуха с избыточным давлением, имеющим место в воздухоотделителе. Реализация такой схемы (Рисунок 1) возможна при работе газожидкостного подъемника по принципу нагнетательной эрлифтной установки. Обоснование энергетической целесообразности применения нагнетательных эрлифтных установок с радиальными нагнетателями является актуальной научной задачей, т.к. это обеспечит расширение области применения эрлифтных установок.

Оценку энергетической эффективности работы нагнетательной эрлифтной установок выполним на примере использования в ее составе радиального нагнетателя ЦНВ 200/3 производства ОАО «Даль-

невосточный завод энергетического оборудования», г. Хабаровск, РФ.

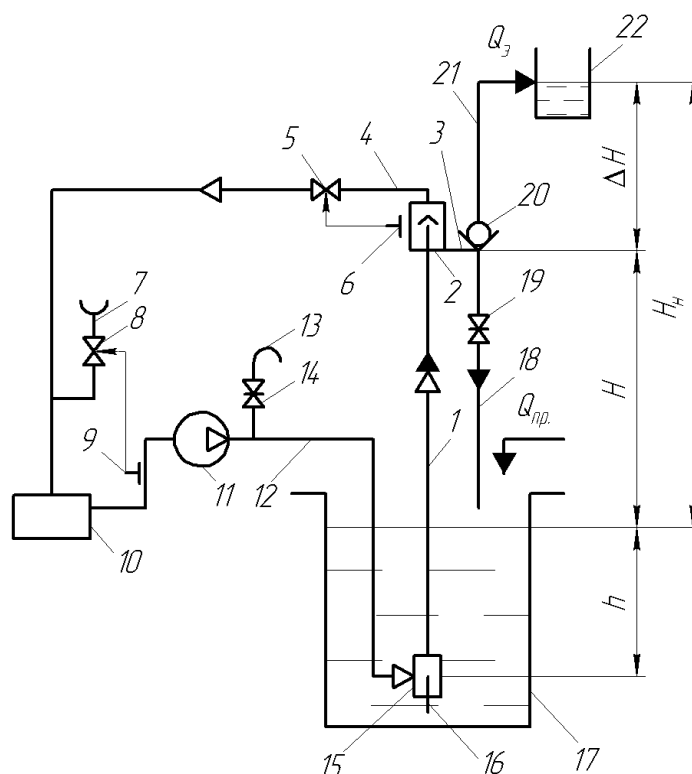


Рисунок 1. Принципиальная схема нагнетательной эрлифтной установки

На рисунке 1: 1 – подъемная труба; 2 – воздухоотделитель; 3 – сливная труба; 4 – воздухоотводящая труба; 5, 8 – регулирующие клапаны; 6 – датчик уровня; 7 – патрубок; 9 – датчик давления; 10 – влагоотделитель; 11 – радиальный нагнетатель; 12 – напорный воздухопровод; 13 – пусковой патрубок; 14, 19 – задвижка; 15 – смеситель; 16 – подающая труба; 17 – зумпф; 18 – сбросной трубопровод; 20 – обратный клапан; 21 – отводящий трубопровод; 22 – потребитель перекачиваемой жидкости.

Согласно заводских характеристик $p_{ан} = f(Q_n)$ и $\eta_n = f(Q_n)$, нагнетатель ЦНВ 200/3 развивает максимально возможное абсолютное давление сжатого воздуха $p_{ан.макс} = 3,05 \cdot 10^5$ Па при производительности $Q_n = 168$ м³/мин, обеспечивая в этом режиме работы значение КПД $\eta_n = 0,781$. Такие параметры работы нагнетателя имеют место при нормальных технических условиях на его входе, то есть атмосферном давлении во всасывающем патрубке $p_{авс} = p_0 = 1,013 \cdot 10^5$ Па ($p_{авс}$ – абсолютное давление во всасывающем патрубке, p_0 – атмосферное давление) и абсолютной температуре воздуха $T = 293$ К. Мак-

симально возможная степень сжатия нагнетателя при этом $\varepsilon_{\max} = p_{a \text{ н макс}}/p_0 = 3,05 \cdot 10^5 / 1,013 \cdot 10^5 = 3,01$.

При транспортировании воды максимально возможное геометрическое погружение эрлифта составит

$$h_{\max} = \frac{p_{a \text{ н макс}} - p_0}{\rho \cdot g}, \quad (1)$$

где ρ – плотность воды, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
 g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Тогда из (1)

$$h_{\max} = \frac{(3,05 - 1,013) \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} = 20,8 \text{ м.}$$

Известно [1, 2, 5], что для эрлифтов традиционной конструкции относительное погружение рекомендуется принимать в диапазоне от $\alpha \geq 0,15$ до $\alpha \rightarrow 1$. Выполним анализ работы нагнетательной эрлифтной установки в диапазоне относительных погружений $0,15 \leq \alpha \leq 0,95$. Для рассмотрения методики анализа работы установки, в качестве примера, примем значение относительного погружения $\alpha = 0,3$.

При заданных максимально возможном геометрическом $h_{\max} = 20,8 \text{ м}$ и относительном $\alpha = 0,3$ погружениях эрлифта, высота его подъема составит

$$H = \frac{h(1 - \alpha)}{\alpha} = \frac{20,8(1 - 0,3)}{0,3} = 48,5 \text{ м.} \quad (2)$$

Общая длина подъемной трубы эрлифта составит (Рисунок 2 а)

$$L = H + h_{\max}, \quad (3)$$

что для рассматриваемого случая составит $L = 48,5 + 20,8 = 69,3 \text{ м}$.

Отнеся рассматриваемый эрлифт к классу коротких, в соответствии с рекомендациями [1], удельный расход воздуха

$$q = 0,767 \cdot \sigma^{-2,2}, \quad (4)$$

откуда при $\alpha = 0,3$ объемное количество воздуха, необходимое для транспортирования единицы объема жидкости (удельный расход воздуха) $q = 10,8$.

Коэффициент полезного действия эрлифта [1]

$$\zeta_{\text{э}} = \frac{c \cdot g \cdot H}{q \cdot p_0 \cdot \ln \frac{p_{a \text{ см}}}{p_0}} = \frac{c \cdot g \cdot H}{q \cdot p_0 \cdot \ln \frac{p_{a \text{ н макс}}}{p_0}}, \quad (5)$$

где $p_{a \text{ см}}$ - абсолютное давление в смесителе; принимаем его равным $p_{a \text{ см}} = p_{a \text{ н макс}}$.

Тогда в соответствии с (5)

$$\zeta_{\text{э}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 48,5}{10,8 \cdot 1,013 \cdot 10^5 \cdot \ln \frac{3,05 \cdot 10^5}{1,013 \cdot 10^5}} = 0,393$$

КПД эрлифтной установки

$$\zeta_{\text{эу}} = \zeta_{\text{э}} \cdot \zeta_{\text{н}}, \quad (6)$$

значение которого для рассматриваемого случая $\eta_{\text{эу}} = 0,393 \cdot 0,781 = 0,307$.

Подача эрлифта

$$Q_{\text{э}} = \frac{60 Q_{\text{в}}}{q}, \quad (7)$$

откуда $Q_{\text{э}} = 60 \cdot 168 / 10,8 = 933 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Рассмотрим работу эрлифтной установки в нагнетательном режиме с тем же нагнетателем ЦНВ 200/3,0 в диапазоне абсолютных давлений в воздухоотделителе $p_{a \text{ вэ}} = (1,013 - 1,125) \cdot 10^5 \text{ Па}$. Пренебрегая гидравлическими потерями в воздухоотводящей трубе 4 (Рисунок 1), принимаем, что давление частично сжатого воздуха на входе в на-

нагнетатель 11 $p_{вс}$ равно давлению в воздухоотделителе 2, то есть $p_{a\text{вз}} = p_{a\text{вс}}$.

Повысив давление в воздухоотделителе до значения $p_{a\text{вз}} = 1,125 \cdot 10^5$ Па возможно добиться следующих изменений параметров работы эрлифтной установки:

а) увеличить высоту подъема эрлифта на величину

$$\Delta H_n = \frac{p_{a\text{вз}} - p_0}{c \cdot g}, \quad (8)$$

которая для конкретных условий будет иметь значение

$$\Delta H_n = \frac{(1,125 - 1,013) \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} = 1,14 \text{ м.}$$

б) обеспечить работу центробежного нагнетателя ЦНВ 200/3.0 с параметрами: $p_{a\text{н макс}} = 3,38 \cdot 10^5$ Па; $Q_n = 189$ м³/мин; $\eta_n = 0,781$; $\varepsilon_{\text{макс}} = 3,0$.

Используя известную методику [6, 7], графическим методом построены газодинамические характеристики нагнетателя при давлениях во всасывающей патрубке $p_{a\text{вз}}$ в оговоренном диапазоне. В соответствии с построенными характеристиками, работа данного центробежного нагнетателя при указанном давлении ($p_{a\text{вс}} = 1,125 \cdot 10^5$ Па) характеризует вышеприведенными значениями параметров.

в) обеспечить значение геометрического погружения смесителя

$$h_n = \frac{p_{a\text{н макс}} - p_0}{c \cdot g} = \frac{(3,38 - 1,013) \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} = 24,1 \text{ м.} \quad (9)$$

Увеличение давления в воздухоотделителе примем равноценным увеличению высоты подъема традиционного эрлифта на величину ΔH_m .

Вышесказанное можно выразить пропорцией

$$\frac{\Delta H_m}{L_n + \Delta H_m} = \frac{p_{a\text{вз}} - p_0}{c \cdot g \cdot h_n} = \frac{p_{вз}}{c \cdot g \cdot h_n}, \quad (10)$$

при этом избыточное давление в воздухоотделителе

$$p_{\text{вз}} = p_{a\text{вз}} - p_0 = (1,125 - 1,013 \cdot 10^5) = 0,112 \cdot 10^5 \text{ Па.} \quad (11)$$

Исходя из (10), справедливо соотношение

$$\Delta H_m \cdot c \cdot g \cdot h_n = (L_n + \Delta H_m) \cdot p_{\text{вз}};$$

$$\Delta H_m \cdot c \cdot g \cdot h_n = L_n \cdot p_{\text{вз}} + \Delta H_m \cdot p_{\text{вз}};$$

$$\Delta H_m (c \cdot g \cdot h_n - p_{\text{вз}}) = L_n \cdot p_{\text{вз}},$$

откуда возможная высота переподъема традиционного эрлифта

$$\Delta H_m = \frac{L_n \cdot p_{\text{вз}}}{c \cdot g \cdot h_n - p_{\text{вз}}}, \quad (12)$$

которая для данных условий будет иметь значение

$$\Delta H_m = \frac{72,6 \cdot 0,112 \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81 \cdot 24,1 - 0,112 \cdot 10^5} = 3,61 \text{ м.}$$

Относительное погружение смесителя нагнетательного эрлифта

$$\sigma_n = \frac{h_n}{L_n + \Delta H_m}, \quad (13)$$

значение которого для нагнетательного эрлифта с $h_n = 24,1$ м и $L_n = 72,6$ м и $\Delta H_m = 3,61$ м равняется $\alpha_n = 0,316$, а удельный расход воздуха в соответствии с (4), $q_n = 9,67$.

Высота подъема нагнетательного эрлифта от уровня свободной поверхности перекачиваемой жидкости (гидросмеси) в зумпфе установки

$$H_n = H + \Delta H_n, \quad (14)$$

что для рассматриваемого случая составит $H_n = 48,5 + 1,14 = 49,64$ м.

Выражение для КПД нагнетательного эрлифта исходя из (5) преобразуется к виду

$$\zeta_{эн} = \frac{c \cdot g \cdot H_n}{q \cdot p_0 \cdot \ln \frac{p_{ан макс}}{p_{авз}}}, \quad (15)$$

тогда его значение в рассматриваемых условиях, в соответствии с (15) составит

$$\zeta_{эн} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 49,64}{9,67 \cdot 1,013 \cdot 10^5 \cdot \ln \frac{3,38 \cdot 10^5}{1,013 \cdot 10^5}} = 0,413$$

а КПД эрлифтной нагнетательной установки в соответствии с (6) - $\eta_{эу н} = 0,413 \cdot 0,781 = 0,323$. Подача эрлифта согласно (7) равна $Q_э = 60 \cdot 189 / 9,67 = 1172$ м³/ч.

Обеспечить высоту подъема традиционным эрлифтом $H_m = H + \Delta H_n = 48,5 + 1,14 = 49,64$ м с нагнетателем ЦНВ 200/3,0 возможно со следующими параметрами работы:

- а) максимальной глубиной погружения смесителя $h_{макс} = 20,8$ м;
- б) относительным погружением эрлифта

$$\delta_m = \frac{h_{макс}}{H_m + h_{макс}} = \frac{20,8}{49,64 + 20,8} = 0,295;$$

в) удельным расходом воздуха $q_m = 0,767 \cdot 0,295^{-2,2} = 11,3$;

г) КПД эрлифта, в соответствие с (5)

$$z_{эм} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 49,64}{11,3 \cdot 1,013 \cdot 10^5 \cdot \ln \frac{3,05 \cdot 10^5}{1,013 \cdot 10^5}} = 0,386 ;$$

д) КПД эрлифтной установки, в соответствии с (6)

$$z_{эум} = 0,386 \cdot 0,781 = 0,301 ;$$

е) подачей эрлифта

$$Q_{эм} = \frac{60 \cdot 168}{11,3} = 892 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По изложенной методике вычислены значения параметров, характеризующих работу нагнетательной эрлифтной установки с нагнетателем ЦНВ 200/3, в диапазоне абсолютных давлений в воздухоотделителе $p_{авз} = (1,013 \div 1,125) \cdot 10^5$ Па и относительных погружений смесителя $\alpha = (0,15 \div 0,95)$. При этом зависимости $z_{эи} = f(\delta)$, $z_{эм} = f(\delta)$, $\bar{z}_э = f(\delta)$ и $\bar{Q}_э = f(\delta)$, построены при значении абсолютного давления на входе в нагнетатель $p_{авз} = 1,125 \cdot 10^5$ Па (Рисунок 2-4). При этом при вычислении безразмерной величины $\bar{p}_{авз}$ в качестве базового принималось значение абсолютного давления у всасывающего патрубка нагнетателя $p_{авс} = 1,013 \cdot 10^5$ Па, а при вычислении безразмерных величин $\bar{z}_э$ и $\bar{Q}_э$ – значения соответствующих параметров при работе эрлифтной установки традиционной технологической схемы с высотой подъема, аналогичной нагнетательной.

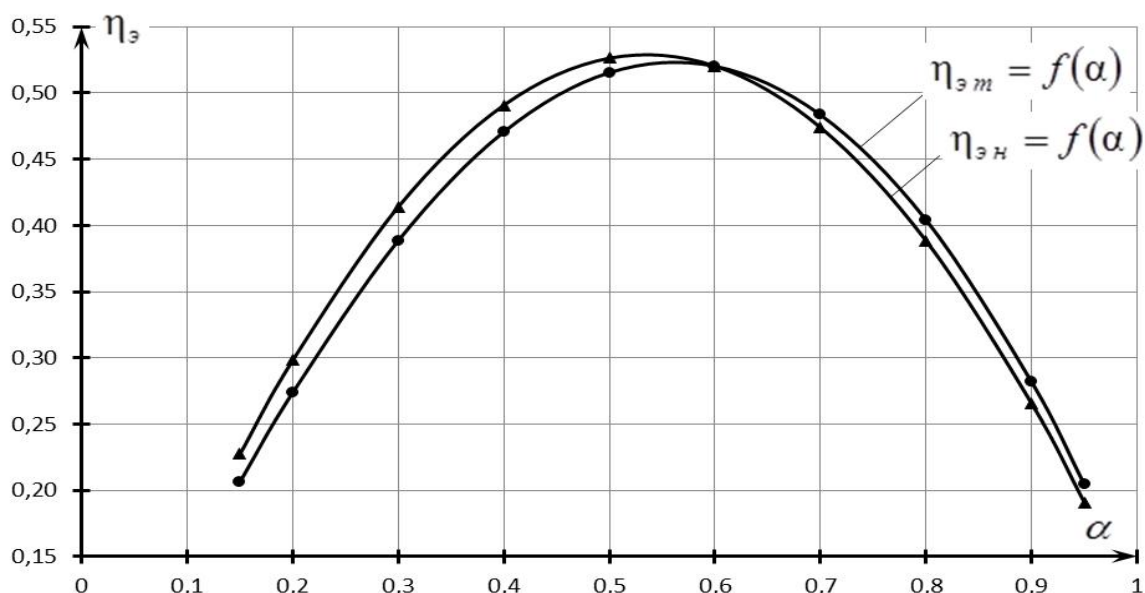


Рисунок 2. Изменение КПД нагнетательного эрлифта и эрлифта традиционной технологической схемы при абсолютном давлении на входе в нагнетатель $p_{a\text{вз}} = 1,125 \cdot 10^5$ Па

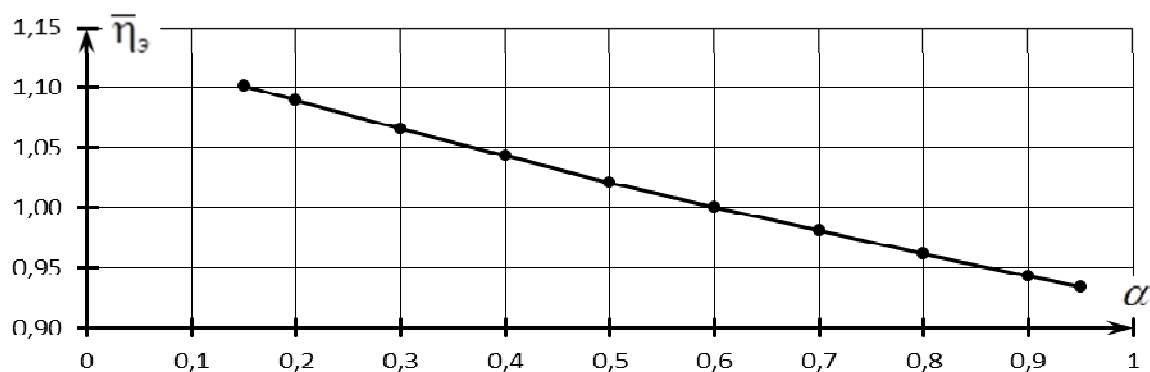


Рисунок 3. Изменение относительного КПД эрлифта при абсолютном давлении на входе в нагнетатель $p_{a\text{вз}} = 1,125 \cdot 10^5$ Па

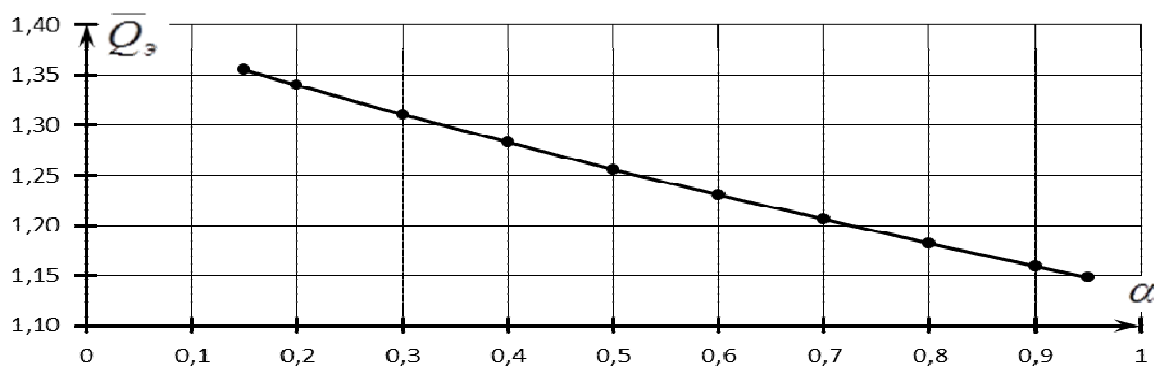


Рисунок 4. Изменение относительной подачи эрлифта при абсолютном давлении на входе в нагнетатель $p_{a\text{вз}} = 1,125 \cdot 10^5$ Па

В ходе данного исследования установлено, что в сравнении с эрлифтной установкой традиционной конструкции работа эрлифтной установки с нагнетателем ЦНВ 200/3,0 в нагнетательном режиме обеспечивает увеличение КПД эрлифта на $10,1 \div 0,03\%$ в диапазоне относительных погружений $\alpha = (0,15 \div 0,6)$ при абсолютном давлении на входе в нагнетатель $p_{a\text{вз}} = 1,125 \cdot 10^5$ Па, однако имеет место уменьшение КПД нагнетательного эрлифта в сравнении с традиционным до $6,64\%$ при возрастании значения относительного погружения α до $0,95$. Доказано, что подача нагнетательного эрлифта в сравнении с традиционным увеличивается на $35,5 \div 14,8\%$ в диапазоне относительных погружений $\alpha = (0,15 \div 0,95)$ при абсолютном давлении на входе в нагнетатель $p_{a\text{вз}} = 1,125 \cdot 10^5$ Па.

Установлен характер и количественные показатели изменения высоты подъема, КПД и подачи нагнетательного эрлифта в диапазоне абсолютных давлений в воздухоотделителе (на входе в нагнетатель) $p_{a\text{вз}} = (1,013 \div 1,125) \cdot 10^5$ Па.

Список источников.

1. Эрлифтные установки: Учебное пособие / В.Г. Гейер, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пашенко, Я.К. Антонов – Донецк: ДПИ, 1982. – 64 с.
2. Энциклопедия эрлифтов / Ф.А. Папаяни, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пашенко, А.П. Кононенко – М.: Информсвязьиздат, 1995. – 592 с.
3. Кононенко А.П. Опыт применения эрлифтных установок в технологических системах ТЭС / А.П. Кононенко, В.И. Мизерный, Л.Л. Глухман // Энергетика та електрифікація. – 2006. – № 11. – С. 8-12.
4. Малеев В.Б. Исследование и разработка сифонно-вакуумного эрлифта для очистки шахтных водоотливных емкостей: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Малеев Виктор Борисович. – Донецк: ДПИ, 1980. – 289 с.
5. Кононенко А.П. Оптимизация параметров газожидкостных подъемников / А.П. Кононенко, Т.А. Устименко // Промислова гідраліка і пневматика. – 2010. - № 3 (29). – С. 51-53.
6. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – М.-Л.: Машиностроение, 1964. – 336 с.
7. Цейтлин Ю.А. Пневматические установки шахт / В.А. Мурзин, Ю.А. Цейтлин // М.: Недра. – 1991. – 268 с.

© А.П. Кононенко, Р.И. Божко, 2017

УДК 621.852

Р.И. Рыбалко, канд. тех. наук, доц.,

Г.Э. Неюс, магистрант

Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВОЗДУШНЫХ СТРУЙ И ФОРМИРОВАНИЯ ПОТОКА АЭРОСМЕСИ В ЗАГРУЗОЧНОМ УСТРОЙСТВЕ

В статье рассмотрены особенности формирования структуры аэросмеси в загрузочном устройстве под воздействием воздушных потоков и ее течения на участке входа в пневмотранспортный трубопровод

Ключевые слова: пневмотранспорт, загрузочное устройство, аэросмесь, воздушный поток, сопло

In the article features of formation of structure of an air mixture in the loading device under influence of air streams and its current on a site of an input in a pneumotransport pipeline are considered

Key words: pneumotransport, boot device, aeromixture, air flow, nozzles

Разработку новых высокоэффективных энергосберегающих способов перемещения сыпучих материалов с использованием порционных и волновых режимов движения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе можно считать одним из направлений дальнейшего развития и усовершенствования пневмотранспорта. Проведенные опыты показали неприемлемость традиционных загрузочных устройств камерного и винтового типа для пневмотранспортных установок, работающих при нетрадиционных режимах движения потока материала [1].

Путем управляемой генерации вихревых структур можно изменить структуру течения аэросмеси, что приведет к интенсификации процессов массопереноса. В качестве основы для разработки новых типов загрузочных устройств пневмотранспортных установок с волновым и порционным режимами движения аэросмеси можно использовать явление псевдооживления или сверхтекучести сыпучих материалов, которое возникает при воздействии на них дополнительных струй и потоков, а также эффекта вибрации или совмещения этих факторов [2-4].

Передача энергии дополнительных двух воздушных потоков основному продольному потоку аэросмеси в исследуемом питателе

осуществляется путем их турбулентного смешения. Механика турбулентного смешивания и потери кинетической энергии при этом процессе достаточно подробно изложены в приведенных выше работах. Итоги исследования угла взаимодействия газовых потоков при их смешении в кольцевом эжекторе с учетом конструктивных и технологических параметров рассмотрены в работе [5].

Анализ выполненных исследований показал недостаточную изученность данных процессов касемо загрузочных устройств пневматического транспорта сыпучих материалов [6-7]. Исследование процессов, протекающих в области камеры смешивания, входа аэросмеси в пневмотранспортный трубопровод и ее движения на разгонном участке является актуальной задачей, решение которой позволит создать ряд загрузочных устройств нового типа, и, в конечном итоге, повысить эффективность пневмотранспорта сыпучих материалов.

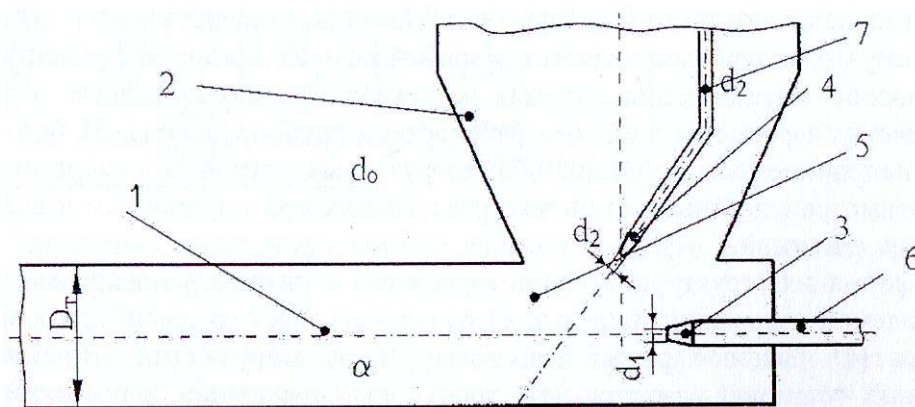
Целью данной статьи является исследование механики взаимодействия воздушных струй и формирования потока аэросмеси в питателе – смесителе эжекционного типа с дополнительным воздушным побудителем.

Особенностью конструкции рассматриваемого аэрационно-эжекционного питателя (рисунок 1) является использование двух воздушных струй (горизонтальной и наклонно-вертикальной) для создания эффекта псевдооживления сыпучего материала в области камеры смешения и формирования устойчивой структуры аэросмесей.

В области камеры смешения на материал воздействуют две аэрирующие его струи: одна направлена вдоль оси смесительной камеры и материалопровода, вторая под углом γ к их продольной оси. Аэрированный сыпучий материал приобретает свойство сверхтекучести (сверхсыпучести) и под воздействием этих двух воздушных струй поступает в транспортный трубопровод.

Рассматриваемое загрузочное устройство состоит из транспортного трубопровода 1 и загрузочного бункера 2. К области камеры смешения 5 воздухоподводящими патрубками 6 и 7 от магистрали подводится воздух. Эти патрубки снабжены соплами: 3 – основное сопло, смонтированное на горизонтальном патрубке, и дополнительное сопло 4, смонтированное на наклонном участке вертикального воздухоподводящего патрубка. Подводимые воздушные струи в области камеры смешения воздействуют на материал, аэрируя его. По-

сле чего, под их же воздействием псевдооживленный материал вводится в пневмотранспортный трубопровод.



1 – транспортный трубопровод, 2 – бункер сыпучего материала, 3 – основное сопло, 4 – дополнительное сопло, 5 – камера смешения, 6,7 – воздухоподводящие каналы (патрубки)

Рисунок 1 – Схема камерного аэрационно-эжекционного питателя, оборудованного дополнительным воздушным соплом-побудителем

Работа аэрационного питателя рассматривается как состоящая из двух последовательных этапов. Первый этап – выход сыпучего материала из бункера, его вход в смесительную камеру. Второй этап – формирование аэросмеси в камере смешения двумя воздушными струями и ее вход в транспортный трубопровод.

Расстояние сопла от камеры смешения определяется из условия, что при расчетном коэффициенте инжекции конечное сечение свободной струи равно входному сечению, камеры смешения. Выбор положения рабочего сопла определяется двумя размерами свободной струи (рисунок 2): длиной рабочей струи l_{c1} и диаметром свободной струи d_4 на расстоянии l_{c1} от выходного сечения сопла.

Длина струи l_{c1} может быть определена следующими приближенными зависимостями:

– при коэффициенте инжекции $u \leq 0,5$, т.е. когда свободная струя не выходит за пределы начального участка:

$$l_{c1} = \left[\sqrt{0.083 + 0.7u} - 0.29 \right] \frac{d_1}{2\alpha} \quad (1)$$

– при коэффициенте инжекции $u > 0,5$, т.е. когда свободная струя включает не только начальный, но и, частично, основной участок:

$$l_{c1} = \frac{0.37 + u}{4.4\alpha} d_1, \quad (2)$$

где d_1 – выходной диаметр рабочего сопла;

α – опытная константа, лежащая в пределах 0,07-0,09.

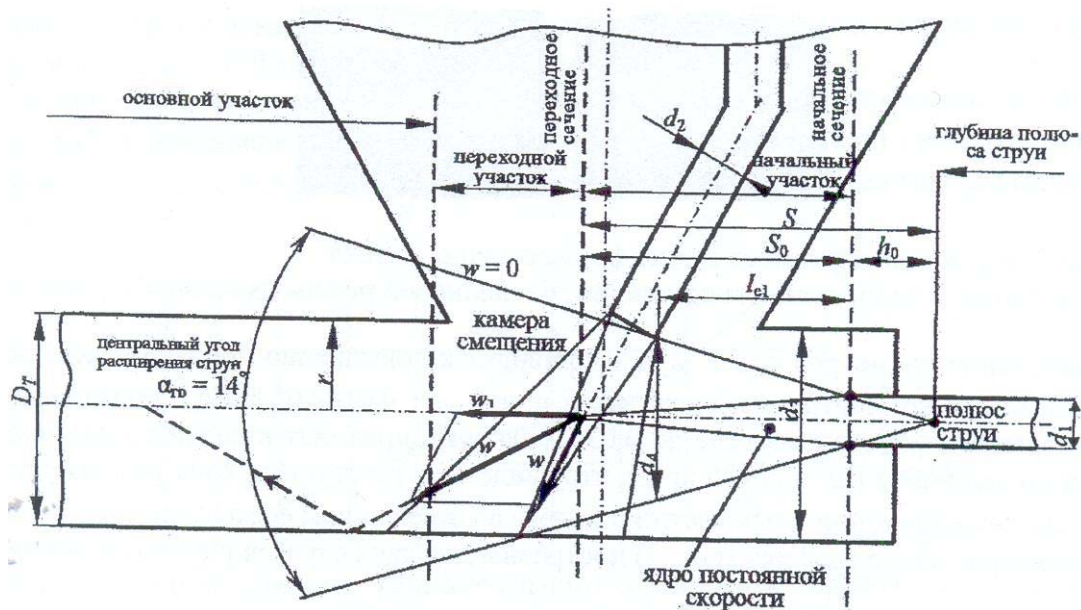


Рисунок 2 – Схема взаимодействия воздушных потоков на участке входа аэрированного потока аэросмеси в пневмотранспортный трубопровод

Диаметр свободной струи d_4 на расстоянии l_{c1} от выходного сечения сопла:

– при коэффициенте инжекции $u \leq 0,5$, $d_4 = 3,4d_1 \sqrt{0.083 + 0.76}$; (3)

– при коэффициенте инжекции $u > 0,5$, $d_4 = 1.55d_1(1+u)$. (4)

Сложение двух взаимодействующих струй представляется как результат сложения двух известных течений [8]. Вектор скорости \vec{W} нового течения определяется как сложение векторов \vec{W}_1 и \vec{W}_2 двух потоков $\vec{W} = \vec{W}_1 + \vec{W}_2$.

Максимальное значение скорости вдоль оси струи:

$$w_m = 0,4543 \sqrt[3]{\frac{I_0^2}{\rho^2 v x}}. \quad (5)$$

В дальнейшем на экспериментальной модели планируется исследовать: движение сыпучего материала в камере смешения при воздействии на него двух воздушных потоков, направленных под определенным углом друг относительно друга; влияние подачи избыточного давления в освобождающуюся часть бункера на процесс истечения; влияние диаметра горизонтального и вертикального сопел и места их установки на процесс истечения; изменение массовой концентрации в зависимости от величины избыточного давления; оценить общие потери давления в загрузочном устройстве.

Список источников.

1. Гуцин В.М. Нова концепція та її реалізація в розробках високоефективних засобів пневматичного транспортування сипучих матеріалів [Текст] / В.М. Гуцин // *Машинознавство*, 2000, №2(23). – С.39-43.
2. Волошин А.И. Механика пневмотранспортирования сыпучих материалов [Текст] / А.И. Волошин, Б.В. Пономарев. - К.: Наукова думка, 2001.– 519с.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учебник для вузов/ Л.Г. Лойцянский 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
4. Разумов И.М. Псевдооживление и пневматический транспорт сыпучих материалов [Текст]. / И.М. Разумов. – М.: Химия, 1984. – 346с.
5. Пономаренко С.Н. Исследование угла взаимодействия газовых потоков при их смешивании в кольцевом эжекторе / С.Н. Пономаренко // *Вісник ДДМА: Краматорськ*, 2005. – № 2. – С. 174-179.
6. Гуцин В.М. Исследование пневмотранспортной установки с дополнительными соплами-побудителями [Текст] / Гуцин В.М., Рыбалко Р.И., Гуцин О.В. и др. / *Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту УДАЗТ*, Вип. 21. – Донецьк, 2010. - С. 206-213.
7. Патент № 105961, Україна № u2015 10143. Живильний пристрій для пневмотранспорту сипких матеріалів / Гуцин О.В., Рыбалко Р.І. - Заявлено 16.10.2015р.; Опубл. 11.04.2016р.; Бюл №7, 2016р.
8. Абрамович Н.Г. Теория турбулентных струй / Н.Г. Абрамович. – М.: Гл. ред. физ-мат. лит-ры., 1984. – 716с.

© Р.И. Рыбалко, Г.Э. Неюс, 2017

УДК 621.316.933

С.В. Солёный, канд. техн. наук, доц.,

О.Я. Солёная, канд. техн. наук, доц.,

А.Ю. Овчинников

Санкт-Петербургский университет аэрокосмического приборостроения,
Российская Федерация

ПОСЛЕДСТВИЯ ВОЗДЕЙСТВИЙ ИМПУЛЬСНЫХ ПЕРЕНАПРЯЖЕНИЙ НА ЭЛЕКТРОННЫЕ УСТРОЙСТВА

Раскрыта проблема недооценки последствий влияния импульсных перенапряжений на чувствительную электронную технику и рассмотрен вопрос противоречивости нормативной базы РФ в данном направлении.

На сегодняшний день в РФ не ведется статистика влияния импульсных перенапряжений (ИП) на поломки различного рода электроники, а также нет статистики возникновения пожаров в результате ИП и воздействия прямых ударов молний на электронные устройства. В Европе подобная статистика ведется страховыми компаниями, которые несут огромные потери по компенсации ущерба.

Согласно данным страховых компаний Германии расходы на компенсацию ущерба от перенапряжений вследствие электромагнитных воздействий на электронные системы и оборудование, такие как: системы связи, компьютеры, измерительные и медицинские приборы, в течение последних десяти лет увеличились в четыре раза. По данной статистике в 2004 г. 8,5 % всех случаев ущерба были вызваны скачками напряжения; в 2013 г. – 34,6 %, в 2014 г. – 35,5 %, в 2015 г. – 33 % из 11000 случаев ущерба, а в 2016 г. – 26,6 % из 8722 случаев ущерба были вызваны перенапряжениями.

Таким образом, в Европе непрерывно происходит рост расходов, связанных с удорожанием электронного оборудования и систем, которые вызваны скачками напряжения [1].

Интересное исследование по необходимости установки молниезащиты провели в населенном регионе Куала-Лумпур. Этот регион выбрали не случайно, т.к. в нем часты грозы и построено большое количество высотных зданий, что создает уникальный «полигон» для испытания молниезащиты. В исследовании [2], которое проводилось с 1990 по 2003 гг., проведен мониторинг 86 строений со средней высотой 57 м и средним возрастом 6,9 лет. Каждое здание было оборудовано

довано системой защиты от молнии. Оказалось, что молниезащита даже в таком сложном климатогеографическом регионе смогла отразить до 87 % ударов молний [3].

В 2017 г. страховое общество BALTA (PZU grupa) пожаловалось на своем сайте, что с наступлением лета все чаще подаются заявки на возмещение ущерба от грозы. В 2016 г. в летние месяцы за поврежденную грозами недвижимость, имущество/электроприборы и транспортные средства в целом было выплачено 120 тыс. евро [4].

В Европе применение всякого рода устройств защиты от импульсных перенапряжений уже давно стало обязательным. Хотя никто напрямую не заставляет использовать те же устройства защиты от импульсного перенапряжения УЗИП, но ни одна европейская страховая компания не возьмется страховать объект без данного вида защиты. И, как показывает европейская статистика, с начала этого столетия с учетом массового применения УЗИП количество страховых случаев повреждения и разрушения, вызванных ударами молнии, снизилось в десятки раз.

Недооценка проблемы ИП заключается в существовании на протяжении многих лет некорректной противоречащей друг другу документации по обязательным строительным нормам защиты от ИП, в установке упрощенных систем защиты от ИП на тех объектах, где все-таки их устанавливают, а также в номенклатуре объектов, где нужно их устанавливать.

Необходимо разобраться, о каких ИП идет речь и какая документация требует доработки для уменьшения влияния последствий ИП.

ИП по длительности условно делятся на два вида:

- импульс 10/350 – это импульс перенапряжения, у которого нарастание тока происходит за 10 мкс, а последующее уменьшение тока до половины значения происходит за 350 мкс;
- импульс 8/20 – это импульс перенапряжения, у которого нарастание тока происходит за 8 мкс, а последующее уменьшение до половины значения происходит за 20 мкс.

Конечно реальная длительность ИП может сильно отличаться от этих двух видов. Удар молнии иногда длится более 1 секунды, а статические же разряды, наоборот, имеют длительность, измеряемую наносекундами, но для испытания различного рода оборудования вышеприведенных импульсов вполне достаточно.

Первый вид импульса относится к тем импульсам, которые возникают в результате грозового воздействия, а второй вид импульса возникает в результате коммутационных воздействий различного рода оборудования.

Удары молнии случаются не так часто, особенно в некоторых регионах нашей страны, но последствия этого воздействия значительные. ИП от коммутационных перенапряжений различного рода оборудования встречаются значительно чаще. Вред от них в каждом отдельном случае намного меньше, чем от молнии, но по количеству испорченной техники коммутационные перенапряжения лидируют. Здесь очень сложно вести статистику, так как вред от ИП коммутационного характера может проявиться гораздо позже самого воздействия, т.к. из-за ухудшения свойств электронных компонентов техника может выйти из строя только через некоторое время.

Помимо вреда в виде испорченного оборудования и ухудшения его характеристик, есть еще и другие виды последствий – это программный сбой оборудования и потери базы данных, которые могут стать причиной аварий с серьезными последствиями, например, программный сбой оборудования в аэропортах, финансовых потерь в результате простоя оборудования, причиной парализации банковской системы и др.

Статические разряды, представляющие собой импульсные перенапряжения очень малой длительности (наносекунды), тоже могут привести к поломкам электроники в быту и на производстве, к значительным разрушениям и человеческим жертвам (взрывы на бензозаправочных станциях). Но здесь большую роль играет техника безопасности и соблюдение определенных условий: поддержка нужной влажности в помещении, использование определенных материалов для одежды, ношение антистатических браслетов и др.

Рассмотрим более подробно вопрос нормативной базы по молниезащите в РФ. Основным нормативным документом в этой области является РД 34.21.122-87 Инструкция по устройству молниезащиты зданий и сооружений [5]. Он был создан еще в 1986 г. и основная цель этого документа – не допустить пожара и взрыва при попадании молнии в различные объекты и сооружения. В эти годы электроники было не много, а та, что существовала, имела по минимуму чувствительных элементов в виде полупроводников и процессоров. Поэтому для того времени этот документ вполне себя оправдывал, но прогресс не стоит на месте, и в 2000 годах ситуация резко изменилась. В со-

временных условиях развития техники и технологий в бытовом секторе эксплуатируется большее количество электроники в виде персональных компьютеров, ноутбуков, планшетов, смартфонов и др., а на производстве используются уже не упрощенные станки, которыми полностью управляли люди (токари, фрезеровщики и др.), а современное оборудование, работающее по специализированным программам, заложенным в программно-линейные контроллеры. Таким образом, понадобился новый нормативный акт, который бы отражал проблемы современной действительности. В 2003 г. приняли новый нормативный документ СО-153-34.21.122-2003 Инструкция по устройству молниезащиты зданий, сооружений и промышленных коммуникаций [6], однако этот документ, по мнению некоторых его авторов, был принят с большими нарушениями. Этот документ приняли к утверждению без типовых примеров, соответствующих методических указаний и программного обеспечения, которое предполагалось сделать позже. В результате этого оба этих документа конфликтуют по многим вопросам. Также существует стандарт Международной Электротехнической Комиссии [7] и есть стандарты предприятий. Все эти дополнительные документы имеют законную силу, но по содержанию вступают в достаточные противоречия с основными документами.

Рассмотрим ряд примеров конфликтности этих нормативных документов.

Пример 1. В [5] здания и сооружения делятся на три категории молниезащиты (по степени взрыво- и пожароопасности), причем надежность этих категорий никак не регламентируется. В [6] и в [7] этих категорий уже четыре и каждой категории предписан совершенно четкий уровень надежности. Но при этом конкретной инструкции о том, каким образом предписывать объекты и сооружения к каждой категории надежности нет.

Пример 2. В [5] сопротивление заземления никак не нормируется, зато нормируется типовое устройство заземлителя. Если это типовое устройство использовать на скальной породе, то сопротивление заземлителя будет порядка 500 Ом. Однако по требованиям ПУЭ для линий электропередач даже в высокоомных грунтах (сопротивлением до 5000 Ом/м) требуется обеспечить сопротивление заземлителя в 30 Ом. В результате реальное сопротивление при использовании типового устройства заземлителя оказывается в пределах 1000 Ом, а при оформлении в документах ставят 30 Ом для того, чтобы не было кон-

фликтов с нормативными документами. Если использовать такой типовой заземлитель в высокоомных грунтах, то его эффективность особо не изменится, а вот шаговое напряжение вокруг изменится до опасного уровня, который может оказаться смертельным для людей и негативно повлиять на электронику [8].

В России и странах СНГ потихоньку пытаются использовать активные молниезащиты, которые используются во Франции как рекомендованные, но их эффективность так и не доказана. Поэтому ни в российских нормативах, ни в стандартах МЭК, ни в нормах США применение активных молниеотводов не допускается [4].

Помимо внешней защиты от импульсных перенапряжений в виде различного рода молниезащит, существуют средства внутренней защиты в виде УЗИП, номенклатура которых очень большая. Они нужны не только для подавления остаточных перенапряжений от ударов молний, последствия которых распространяются на зону радиусом до 2 км, но и от более коротких импульсов, возникающих от работы различного рода электрооборудования. В этом вопросе также нет единого мнения по установке данных устройств. Если фирмы-производители УЗИП склоняются к мнению, что все проектирование внутренней молниезащиты должно сводиться к правильной расстановке УЗИП в электрических цепях объекта, в результате чего их количество в современном техническом сооружении может исчисляться несколькими тысячами, что повышает стоимость и снижает надежность функционирования этих цепей, то по мнению экспертов в проектировании систем молниезащиты нужно делать основной упор на грамотное конструирование системы внешней защиты, рациональной трассировки наземных и подземных электрических линий объекта, электромагнитное экранирование особо важных цепей, а уже установка УЗИП должна быть как крайняя мера защиты от электромагнитных наводок.

Резюмируя вышесказанное, на сегодняшний день не хватает единой четко проработанной методики и алгоритма выстраивания систем защит от ИП. Таким образом, остается актуальной задача обращения внимания соответствующих научных и исследовательских институтов на проблему ИП в области проработки и внедрения грамотной нормативной базы и технических средств по защите различного рода объектов от импульсных перенапряжений.

Список источников.

1. Портал Engineering 360 Powered byIEEE GlobalSpec: <http://www.globalspec.com>. [Электронный ресурс], режим доступа к ссылке: <http://www.globalspec.com/reference/24321/203279/chapter-2-damage-due-to-lightning-and-surges>.
2. F D'Alessandro, N.I Petrov. Field study on the interception efficiency of lightning protection systems and comparison with models» Published 8 May 2006. DOI: 10.1098/rspa.2005.1625 (<http://rspa.royalsocietypublishing.org/content/462/2069/1365/>)
3. Портал Заземление и молниезащита на ZANDZ.RU: <http://www.zandz.ru>. [Электронный ресурс], режим доступа к ссылке: http://www.zandz.ru/biblioteka/mirovaya_statistika_kogda_bez_molniezashchity_ne_obohtis.html.
4. Портал КРОВЛИ Интернет издание: <http://www.krovli-russia.ru>. [Электронный ресурс], режим доступа к ссылке: <http://www.krovli-russia.ru/rubriki/materialy-i-technologie/molniezashhita/molniezashhita-v-voprosax-i-otvetax>.
5. РД 34.21.122-87 Инструкция по устройству молниезащиты зданий и сооружений.
6. СО 153-34.21.122-2003 Инструкция по устройству молниезащиты зданий, сооружений и промышленных коммуникаций.
7. ГОСТ Р МЭК 62305-2010 Менеджмент риска. Защита от молнии.
8. Базелян Э.М., Райзер Ю.П. Физика молнии и молниезащиты. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 320 с.

© С.В. Солёный, О.Я. Солёная, А.Ю. Овчинников 2017

УДК 624.155.114

В.А. Пенчук, докт. техн. наук, проф.,

В.В. Константиненко

Донбасская национальная академия строительства и
архитектуры

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПОГРУЖЕНИЯ ВИНТОВЫХ СВАЙ

В работе приведены результаты исследования влияния конструкций механизмов погружения на силовые и энергетические характеристики процесса погружения винтовых свай и якорей в грунт. Описаны закономерности влияния осевой силы пригруза на крутящий момент завинчивания якоря в грунт и производимую механизмом погружения работу. Даны рекомендации по рациональному использованию осевой силы пригруза для завинчивания винтовых свай и якорей.

В источниках [1÷5] подробно описаны современные установки и их параметры. В работах [6; 7; 8] приведены рекомендации по выбору рациональной осевой силы пригруза и крутящего момента для погружения винтовых свай и якорей. В работе [9] отражены результаты исследования влияния конструкции винтового якоря на крутящий момент завинчивания, а в работах [10; 11; 12] – результаты экспериментов по погружению винтовых свай и якорей с различными усилиями пригруза.

Для механизированного погружения винтовых свай применяются современные мобильные установки, в том числе и унифицированные гидровращатели, которые можно устанавливать на различные машины. От выбора наиболее рационального способа погружения зависит от энергозатратна рассматриваемый процесс. При массовой установке винтовых свай для солнечных батарей, парников эффект от энергосберегающих технологий очевиден.

Целью работы является установление энергосберегающих процессов погружения винтовых свай.

В настоящее время самое широкое применение находят широколопастные винтовые сваи с $D=0,5...0,85$, а также микросваи $D=0,3...0,4$.

При небольших объемах микросваи устанавливаются при помощи накидных воротков или гидровращателями.

Навесные гидровращатели монтируются на базовую машину, которая имеет гидравлический привод: экскаватор, экскаватор-

погрузчик, погрузчик, мини-погрузчик, телескопический манипулятор, автокран.

Навесные гидровращатели позволяют проводить погружение винтовых свай и якорей как с усилием пригруза, так и без него (табл. 1).

Таблица 1. Технические характеристики навесных гидровращателей

	Delta CD-6 [1]	Импульс М2 [2]	Pilemaster SM5000 [3]	Digga PD22-5 [4]	AugerTorque 3500MAX [5]
Тип и масса базовой машины	Краново-манипуляторная установка до 15 т/м	Краново-манипуляторная установка до 15 т/м	Мини экскаваторы 3-5 т	Экскаватор 15-24 т	Мини экскаваторы 2,5-4,5 т
Крутящий момент, Нм	1685-5477	1496	4535	22250	3500
Максимальное давление, бар	80-260	205	240	нет данных	нет данных
Поток масла, л/мин	15-50	20-45	50-95	140-230	нет данных
Частота вращения, об/мин	нет данных	нет данных	нет данных	2-4	нет данных
Масса гидровращателя, кг	108	48	71	176	нет данных

Процесс завинчивания винтовой сваи начинается с проникновения наконечника в поверхностный слой.

С учетом процесса вращения сваи сопротивление внедрению конуса в массив грунта можно представить как [11]:

$$P_{oc}^{кон.н.} = \frac{2\pi k_p}{\sqrt{\sin \beta \sin \beta}} \left[\frac{\sin \beta d_{cm}^2}{10} \sqrt{\frac{d_{cm}}{2}} + 2f \sqrt{\frac{a_\phi}{2\pi}} \frac{1}{3} \left(\frac{\pi d_{cm}}{a_\phi} \right)^{\frac{3}{2}} + \frac{1}{2} \left(\frac{a_\phi}{\pi d_{cm}} \right)^{\frac{1}{3}} \right], \quad (1)$$

где K_p - сопротивление грунта одноосному сжатию; 2β – угол заострения конуса; a_ϕ - фактический шаг погружения конуса.

На рисунке 1 представлена зависимость осевой силы сопротивления на коническом наконечнике, который устанавливают на стволе $d=219$ мм при его погружении в поверхностный слой грунта с вращением.

Для обеспечения процессов погружения традиционных одноковшовых винтовых свай в массив грунта, механизм погружения должен обеспечивать усилие пригруза не меньше:

$$P_{np} \geq P_{oc}^{кон.н.} - G_{св}, \quad (2)$$

где $P_{oc}^{кон.н.}$ - осевое сопротивление конического наконечника; $G_{св}$ - вес сваи.

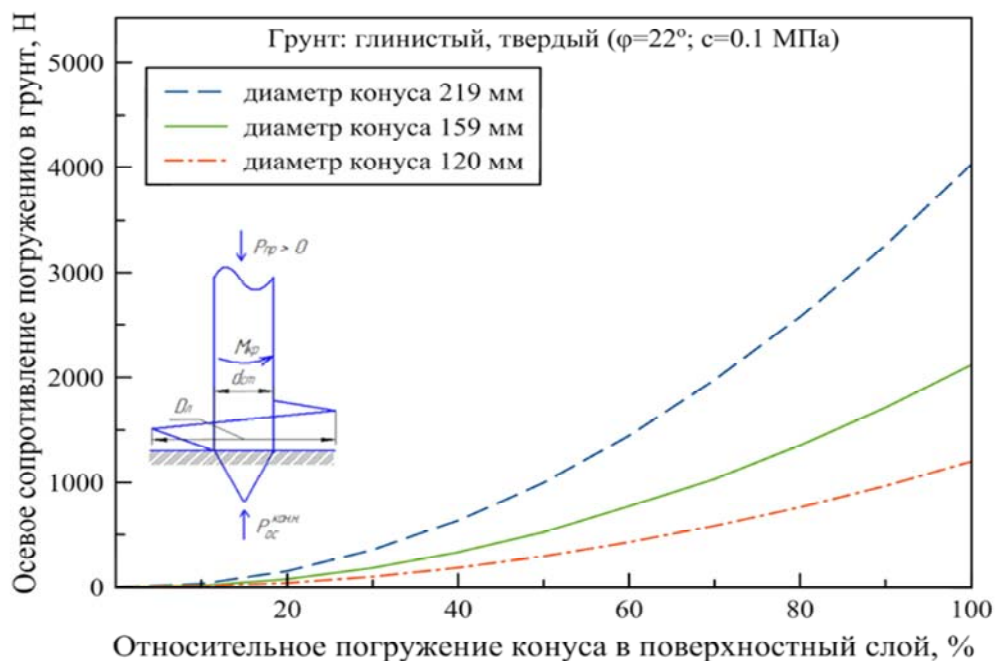


Рисунок 1 – График изменения осевого сопротивления конического наконечника в процессе погружения для трех винтовых свай различных диаметров

Если установка для нагружения не может обеспечить выполнения условия (2), то для начала процесса ввинчивания сваи в грунт необходимо создать начальную литерную скважину.

В общем случае работу по погружению винтовых свай можно представить в виде двух частей: работы на погружение ствола сваи и

работы по погружению лопасти. Тогда суммарная работа может быть описана как

$$\sum A = \int_0^{\pi} M_{кр} d\varphi + \int_0^H (P_{np} + G_{св}) dH, \quad (3)$$

где φ - угол поворота ствола сваи; n – количество оборотов винтовой сваи для ее погружения на глубину H , $M_{кр}$ - крутящий момент, необходимый для погружения сваи; P_{np} - осевое усилие пригруза; $G_{св}$ - масса сваи или якоря.

Если после образования винтовой пары «лопасть-грунт» сваю просто вращать, то происходит процесс погружения. При этом осевые силы сопротивления преодолеваются за счет преобразования крутящего момента в винтовой паре «лопасть-грунт». При этом верхняя поверхность лопасти давит на грунт, уплотняет его. Поэтому фактический шаг погружения винтовой сваи при $P_{ос}=0$, всегда меньше шага лопасти

$$\alpha_{\phi} = k_n \cdot \alpha_l, \quad (3)$$

где k_n – коэффициент пробуксовки, равны 1 0,6...0,8.

С учетом сказанного выше на Рисунок 2 представлены зависимости работы механизма завинчивания при погружении с различным шагом лопасти и различным механизмом пригруза.

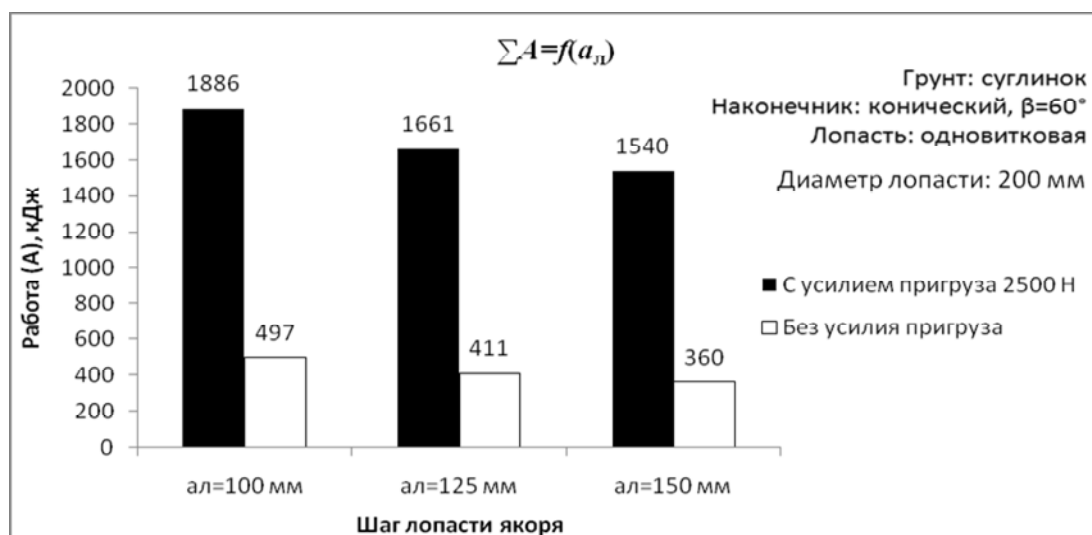


Рисунок 2 – Зависимости работы погружения винтовых свай от шага лопасти и осевого усилия пригруза

Как видно из графической интерпретации работ погружения винтовых свай шаг лопасти незначительно влияет на энергоемкость погружения, что не скажешь об осевом усилении пригруза.

Выводы:

1. При больших объемах винтовых свай и микросвай правильный выбор оборудования по их завинчиванию позволяет практически 3...4 раза снизить энергоемкость работ.

2. Для обеспечения процессов ввинчивания винтовых свай в массив грунта целесообразно только на начальных этапах применять осевую силу пригруза, или делать предварительные скважины для погружения ствола свай.

3. Осевая сила пригруза якоря или свай имеет прямое влияние на необходимый для завинчивания крутящий момент установки погружения и, соответственно на работу, выполняемую механизмом.

4. С экономической точки зрения, целесообразнее погружать винтовые сваи и якоря без пригруза, что значительно уменьшает затраты на расходы энергоресурсов.

Список источников.

1. ЗАО «Авто-импорт», Гидровращатель (гидробур) Delta CD-6 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://avtoimport.satom.ru/p/17005131-gidrovrashchatel-delta-cd-6/>
2. Гидробур Impulse M2 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://stk-sam.ru/index.php?option=com_content&view=article&id=145&catid=9&Itemid=101
3. Гидробур Digga PD22-5 (гидровращатель) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://auger.su/catalog/hydrodrill/digga/pd22.html>
4. Установка завинчивания свай УЗС [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://stanki31.com/?page_id=4257
5. Гидробур AugerTorque 3500MAX [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://asm24.ru/catalog/stroytehn/hinged_equipement/mobury/gidrobur_augertorque_3500max//
6. Р 462-82 Рекомендации по определению крутящего момента и осевого усилия при погружении винтовых свай [Текст]. – Введ. 1983-01-01. – М.: ВНИИСИ, 1983. – 52 с.
7. СП 50-102-2003 Проектирование и устройство свайных фундаментов [Текст]. – Введ. 2003-06-21. – М.: НИИОСП им. Герсеванова Госстроя России, 2004. – 75 с.
8. Лебедев, С.В. Крутящий момент завинчивания винтового якоря в грунт / Вестник СГТУ. – 2011. - №2(55). – Вып. 1. – С. 79-87.
9. Кобзев, А.П. Оптимальное проектирование винтовых анкеров строительных машин / А.П. Кобзев, С.В. Лебедев // Молодежь. Наука. Инновации: сборник трудов V международной научно-практической Интернет-конференции, г. Пенза, 30 апреля – 15 мая 2012 г. – Пенза, 2012. – с. 42–54.
10. Пенчук, В.А. Исследование и создание винтовых якорных опор, применяемых для стабилизации строительных машин: диссертация кандидата технических наук. – М. – 1979. – 201 с.
11. Пенчук, В.А. Винтовые сваи и анкера для опор: монография. – Донецк: изд-во «Нолудж» (донецкое отделение), 2010. -179 с.: [Рисунок 79, табл. 34]
12. Пенчук, В.А. Экспериментальные исследования процессов погружения винтовых свай и якорей / В.А. Пенчук, В.В. Константиненко // Подъемно-транспортные и строительные системы: наука и инновации, ЮРГПУ (НПИ) им. Платова, Новочеркасск – 2016 – С.134-139.

© В.А. Пенчук, В.В. Константиненко, 2017

УДК 622.232.32

К.Ю. Усенко, студент,
Т.А. Устименко, канд. техн. наук, доц.,
Донецкий национальный технический университет
С.В. Дубинин, канд. техн. наук, доц., Белорусский
национальный технический университет,
Республика Беларусь

РАЗРАБОТКА МЕХАТРОННОГО БЛОКА МЕХАНИЗМА УДАРНО-СТРУЙНОГО РАЗРУШЕНИЯ

В данной статье рассмотрено устройство, генерирующее ударные и струйные импульсы для комбинированного разрушения массива, представлена его принципиальная схема и описан принцип действия, представлены уравнения для математического моделирования.

Мехатроника - изучает синергетическое объединение узлов точной механики с электронными, электротехническими и компьютерными компонентами с целью проектирования и производства качественно новых модулей, машин, систем и комплексов машин с интеллектуальным управлением и их функциональными движениями. В современных мехатронных системах для реализации высокого качества и точности движения применяются методы интеллектуального управления. Данная группа методов опирается на новые идеи теории управления современным аппаратным и программным средством вычислительной техники, перспективные подходы к синтезу управляемого движения мехатронных систем. Для использования методов автоматизированного проектирования формируют взаимосвязанные функциональную, структурную и конструктивную модели мехатронных модулей, затем планируют движение мехатронной системы в пространстве и во времени, оптимизируя их, например, по критерию максимального быстродействия. Главными преимуществами данных мехатронных систем являются исключение многоступенчатого преобразования энергии и информации, упрощение кинематических цепей и, следовательно, высокая точность и улучшенные динамические характеристики, конструктивная компактность модулей и, следовательно, улучшенные массогабаритные характеристики. Возможность объединения мехатронных модулей в сложные мехатронные системы, и комплексы, допускающие быструю реконфигурацию, относительно низкая стоимость установки, настройки и обслуживания системы, благодаря модульности конструкции, унификации аппаратных и про-

граммных средств, способность выполнять сложные движения, благодаря применению методов адаптивного и интеллектуального управления. Эти преимущества мехатронной системы управления можно использовать для создания, настраиваемого мехатронного блока механизма ударно-струйного разрушения.

Изыскание новых физических методов разрушения не дали пока серьезных положительных результатов в отраслях народного хозяйства, поэтому совершенствование традиционных способов на сегодняшний день продолжает оставаться актуальной задачей.

Одним из наиболее перспективных направлений в данной области, является использование энергии высокоскоростных струй воды для резания горных пород и твердых материалов. Гидроструйные технологии получили признание во всем мире, как одно из перспективных направлений развития техники и технологии, способное решать вопросы повышения производительности и безопасности проведения очистных, подготовительных и вспомогательных работ. Отсутствие контакта режущего инструмента (струи воды) с разрушаемым массивом, возможность снижения металлоемкости оборудования при одновременном увеличении его энерговооруженности за счет дистанционного расположения энергетического оборудования, эффективное обеспечение пылевзрывозащиты являются основными преимуществами этого способа разрушения. С другой стороны, высокая энергоемкость гидравлического разрушения является фактором, сдерживающим его широкое внедрение для создания исполнительных органов породоразрушающих машин.

Как показывают результаты исследований ряда научно-исследовательских институтов [1], одним из перспективных направлений в области разрушения пород и других прочных материалов является создание исполнительных органов комбайнов, осуществляющих разрушение различными комбинированными способами. Наиболее перспективным, на наш взгляд, является способ, сочетающий в себе разрушение ударным инструментом и высоконапорной струей. Он имеет ряд преимуществ, таких как повышение стойкости рабочего инструмента, снижение энергоемкости процесса разрушения. Известны многочисленные разработки устройств ударного действия для разрушения массива (гидромолоты) в основном в качестве рабочей жидкости используют индустриальные масла. Для создания комбинированного органа разрушения наиболее рациональным видится комплексное использование гидромолота и струйного импуль-

сатора, работающих на технической воде. Это позволит сделать процесс разрушения экономичным и экологичным.

В Донецком национальном техническом университете (далее ДонНТУ) накоплен значительный опыт по созданию гидроимпульсной техники. Работы ДонНТУ показывают эффективность как импульсного струйного, так и ударного разрушения. Энергоемкость разрушения импульсными струями в 12 раз ниже статического струйного резания. Ожидается, что комбинирование двух способов даст значительный рост производительности машины. Применение таких машин позволяет снизить энергоемкость разрушения и массу машин.

Принципиальная схема ударно-струйного устройства представлена на рисунке 1.

В данной схеме рабочий цилиндр выполнен в виде цилиндра двойного действия, т.е. его рабочие камеры попеременно соединяются с напорной и сливной линиями, а реверсирование движения поршня осуществляется посредством двухпозиционного золотникового гидрораспределителя с обратными связями по положению поршня.

1) Только гидромолот – в исходном положении золотник распределителя 5 под действием установленной под его торцом пружины находится в позиции, обеспечивающей соединение штоковой полости рабочего цилиндра 10 (камеры холостого хода) с напорной линией, а поршневой полости 9 с линией слива. При включении подачи насоса 1 поршень 8 движется ускорено «влево» вытесняя жидкость из поршневой полости в сливную линию. После перемещения на заданное расстояние поршень перекрывает в гильзе цилиндра сливные отверстия, давление над поршнем повышается, воздействует на торец золотника 5 и переключает последний в позицию рабочего хода, т.е. соединяет поршневую полость 9 с напорной, а штоковую полость 10 со сливной линией. Поршень 8 затормаживается и начинает ускоренно двигаться в сторону инструмента 12. Непосредственно перед ударом поршень 9 открывает проточку, соединяющую через обратный клапан 13 поршневую полость со сливной линией. Вследствие этого давление в поршневой полости 9 и над торцом золотника 5 падает до величины, при значении которой пружина переключает золотник в позицию взвода бойка. Боек 11 наносит удар по инструменту 12, далее циклы работы молота повторяются. Для предотвращения удара поршня 8 и 15 о стенку цилиндра во время удара, установлен дроссель 14 и 22.

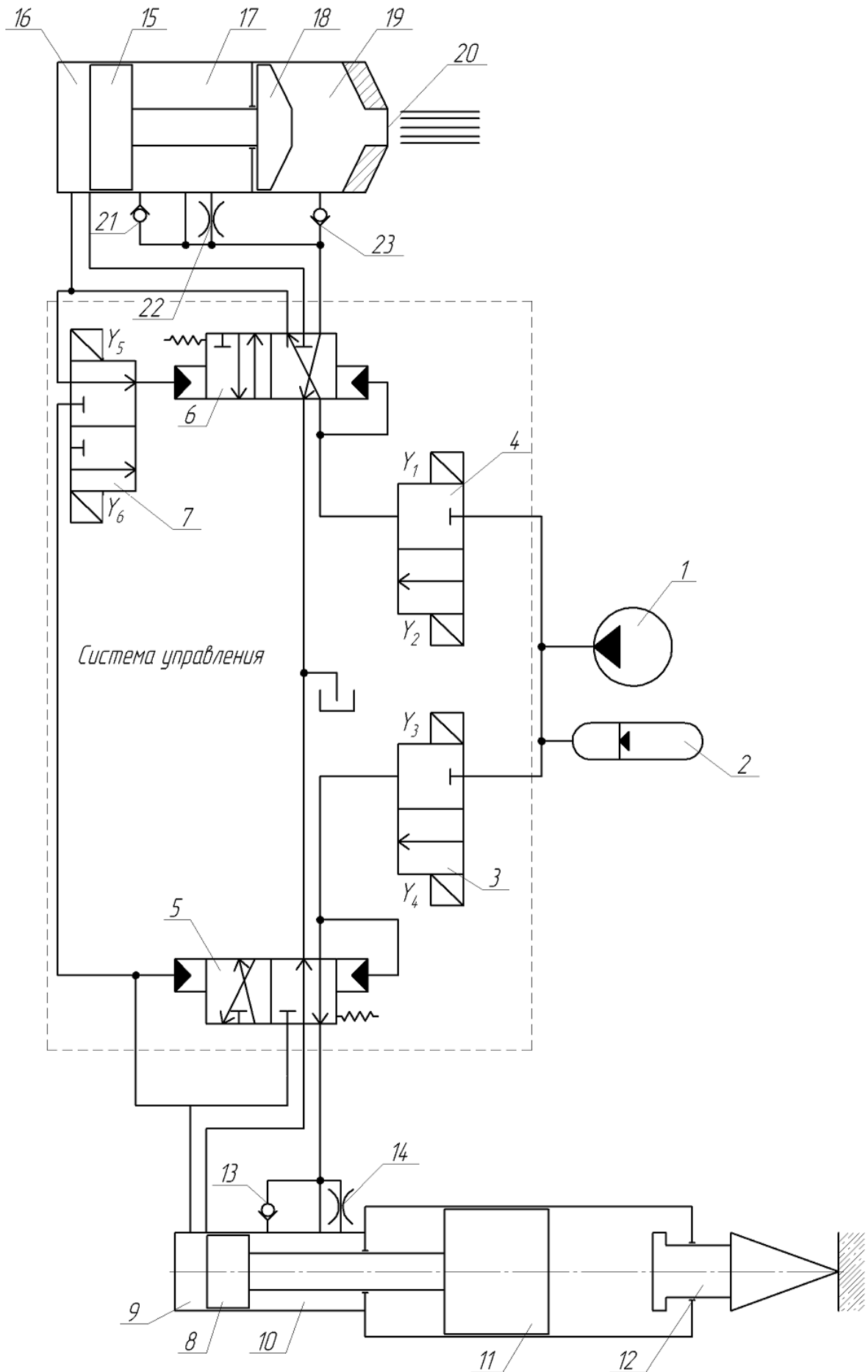


Рисунок 1 – Принципиальная схема ударно-струйного устройства

Обозначения: 1 – насосная станция; 2 – гидропневмоаккумулятор; 3, 4 – двухпозиционный распределитель с электрическим управлением; 5, 6 – трехлинейный двухпозиционный распределитель с гидравлическим управлением; 7 – двухпозиционный двухлинейный распределитель; 8 – поршень гидромолота; 9 – поршневая камера гидромолота; 10 – штоковая камера гидромолота; 11 – боек; 12 – исполнительный орган; 13 – обратный клапан; 14 – дроссель; 15 – поршень импульсатора; 16 – поршневая камера импульсатора; 17 – штоковая камера импульсатора; 18 – вытеснитель; 19 – вытеснительная камера; 20 сопло; 21 – обратный клапан; 22 – дроссель; 23 – обратный клапан.

2) Только гидроимпульсатор – работа импульсатора полностью идентична работе гидромолота. Жидкость для выстрела поступает, в момент взвода поршня 15, в камеру 19 через обратный клапан 23. Распределитель 7 служит для выбора источника для обратной связи. В данном режиме жидкость для обратной связи поступает из камеры 16.

3) Комбинированный режим – попеременно работает гидромолот и гидроимпульсатор. Данный режим осуществляется с помощью переключения распределителя 7 и соединения торца золотника 6 с полостью 9.

Выбор режима работы мехатронного блока осуществляется с помощью нажатия кнопки, соответствующей требуемому режиму. Пример данной панели представлен на рисунке 2.

Для составления математической модели составляем расчетную схему (рисунок 3) и принимаем допущение, что в блоке системы управления отсутствует инерционность деталей, а поршневые и штоковые полости в рабочих органах попеременно соединяются с напорной и сливной линией. Модель выбирается со средоточенными параметрами и составляются дифференциальные уравнения движения поршней молота и импульсатора.

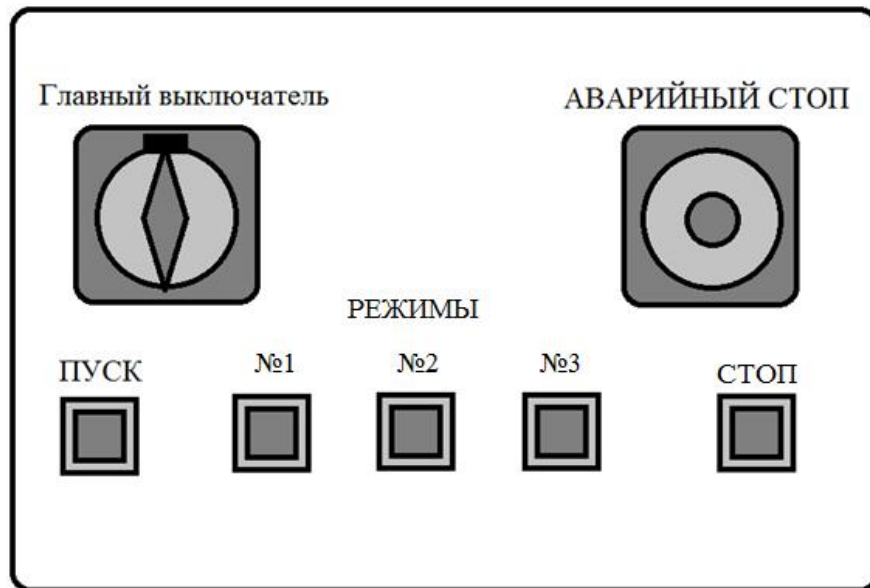


Рисунок 2 – Панель управления мехатронным блоком

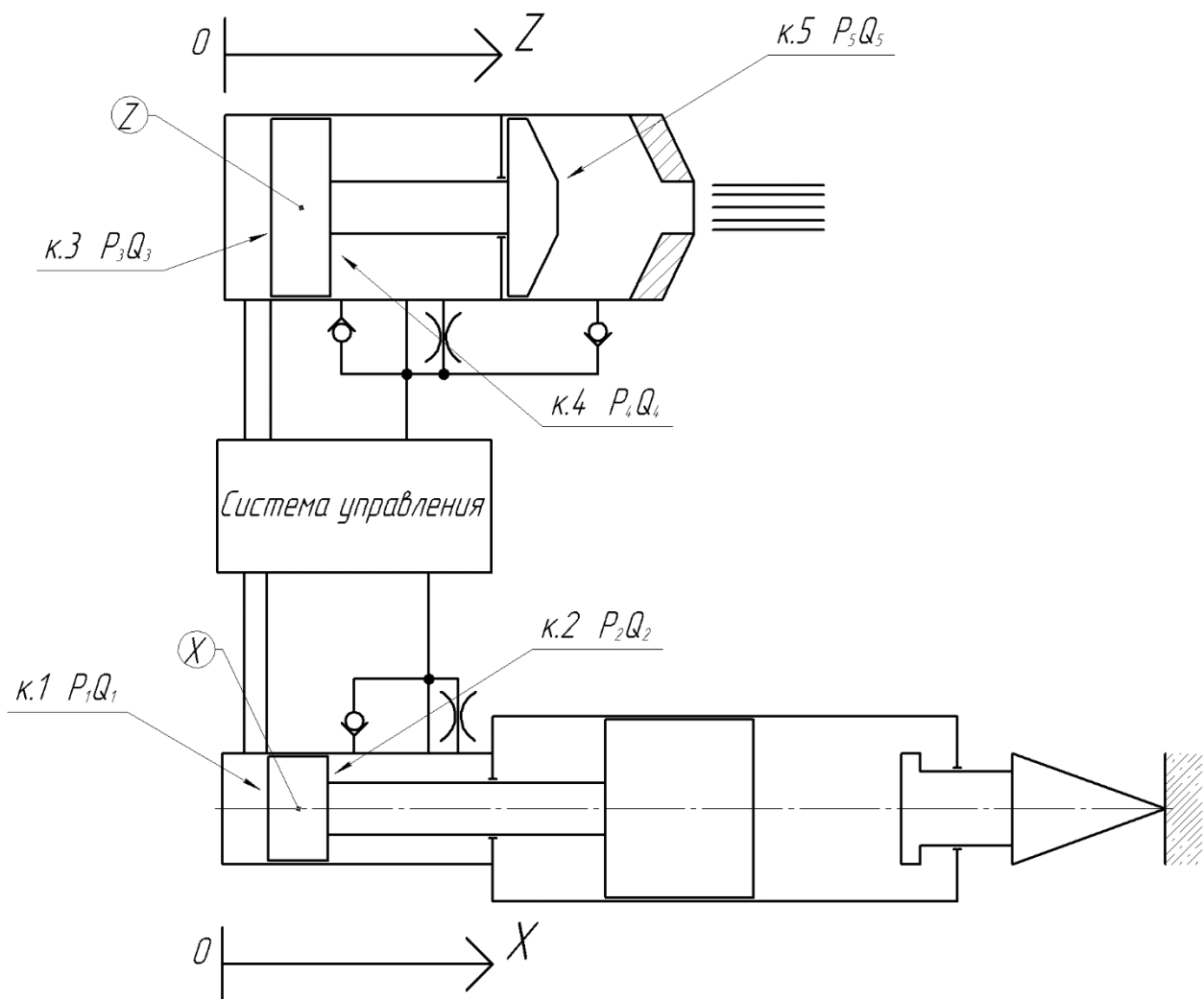


Рисунок 3 – Расчетная схема

Движение поршня-бойка гидромолота (X) и импульсатора (Z):

$$m\ddot{x} = P_1 \cdot S_1 - P_2 \cdot S_2 - F_{\text{тр}}; \quad (1)$$

$$m\ddot{z} = P_3 \cdot S_3 - P_4 \cdot S_4 - P_5 \cdot S_5 - F_{\text{тр}}; \quad (2)$$

где P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – давление жидкости в указанной камере;
 S_1, S_2, S_3, S_4, S_5 – площадь поршня в соответствующей камере;
 $P_{\text{в}}$ и $S_{\text{в}}$ – давление в камере выстрела и площадь поршня;
 $F_{\text{тр}}$ – трение в уплотнениях:

Для гидромолота:

$$F_{\text{тр}} = -f \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot \text{sing}(\dot{x}) - f \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot \text{sing}(\dot{x}); \quad (3)$$

Для гидроимпульсатора:

$$F_{\text{тр}} = -f \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot \text{sing}(\dot{x}) - f \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot \text{sing}(\dot{x}); \quad (4)$$

где f – коэффициент трения в уплотнении;
 D – диаметр поршня, соответствующего устройства;
 d – диаметр штока, соответствующего устройства.

Система может находиться в двух состояниях – удар(выстрел) или взведение. Значит для определения параметров требуется по два уравнения:

1) Удар гидромолота:

$$P_1 = P_0 - \rho \cdot g \cdot a_{\text{н}} \cdot Q_1^2; \quad (5)$$

$$P_2 = \rho \cdot g \cdot a_{\text{сл}} \cdot Q_2^2. \quad (6)$$

где P_0 – давление, создаваемое насосной станцией;
 $a_{\text{н}}$ и $a_{\text{сл}}$ – сопротивления в напорных и сливных линиях;
 Q_1^2 и Q_2^2 – расходы в поршневой и штоковой камере соответственно.

2) Взведение молота:

$$P_1 = \rho \cdot g \cdot a_{\text{сл}} \cdot Q_1^2. \quad (7)$$

$$P_2 = P_0 - \rho \cdot g \cdot a_{\text{н}} \cdot Q_2^2; \quad (8)$$

Для импульсатора:

1) Выстрел:

$$P_3 = P_0 - \rho \cdot g \cdot a_{\text{н}} \cdot Q_3^2; \quad (9)$$

$$P_4 = \rho \cdot g \cdot a_{\text{сл}} \cdot Q_4^2. \quad (10)$$

$$P_5 = \rho \cdot g \cdot a_{\text{в}} \cdot Q_5^2; \quad (11)$$

2) Взведение:

$$P_3 = \rho \cdot g \cdot a_{\text{сл}} \cdot Q_3^2. \quad (12)$$

$$P_4 = P_0 - \rho \cdot g \cdot a_n \cdot Q_4^2; \quad (13)$$

$$P_5 = P_0 - \rho \cdot g \cdot a_b \cdot Q_5^2; \quad (14)$$

где Q_3^2 , Q_4^2 , Q_5^2 – расход в поршневой, штоковой и вытеснительной камере соответственно;

a_b – сопротивление в линии.

Расход жидкости определяется:

$$Q^2 = (S \cdot \dot{x})^2; \quad (15)$$

где S – площадь поверхности в требуемой камере устройства.

Данные уравнения движения могут быть использованы для моделирования процесса работы системы и нахождения энергетических показателей гидромолота и импульсатора – энергия удара гидромолота, частота работы, энергия импульса гидроимпульсатора и расход в камере вытеснителя.

На данном этапе описана схема устройства ударно-струйного разрушения. Она принимается за базовую для дальнейшей работы. Данная принципиальная схема будет использована для построения 3D модели комбинированного рабочего органа. Была составлена структурная схема для описания математической модели с мгновенным переключением в системе управления. Эта модель будет использована для нахождения энергетических параметров системы для последующей рационализации и оптимизации параметров рабочего органа и требующегося гидравлического оборудования.

Список источников

1. Кузьмин И.А., Рутберг М.И., Мерзляков В.Г. Выбор эффективной схемы комбинированного разрушения горного массива высоконапорной струей воды и дисковой шарошкой. – Научное сообщ. /ИГД им. А.А. Скочинского, 1984, вып. 230, с.86 – 90.
2. Худин Ю.Л., Маркман Л.Д., Вареха Ж.П., Цай П.М. Разрушение пород комбинированными исполнительными органами – М., Недра, Ц 1978 – 60с.
3. А.с. 3868919 А1 СССР : Е21С 37/00. Ударно-струйное гидравлическое устройство / правообладатели: Г.М. Тимошенко, С.А. Селивра, П.Ф. Зима, В.Г. Тимошенко, А.Ф. Яценко, В.И. Сикорский - №1286762; заяв. 14.03.1985 ; опуб. 30.01.1987
4. А. с. 4450319 А1 СССР : Е21С 37/00. Ударно-струйное гидравлическое устройство / правообладатели: В.Д. Павленко, Ю.Н. Голубейко, В.Г. Татарко, Л.Ф. Федоров - № 1555474; заяв. 28.06.1988; опуб. 07.04.1990

© К.Ю. Усенко, Т.А. Устименко, С.В. Дубинин, 2017

УДК 624.4

С.П. Еронько, докт. техн. наук, проф.,

М.Ю. Ткачев, канд. техн. наук

Донецкий национальный технический университет

НОВАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИИ КАРЬЕРОВ

Освещены конструктивные особенности и принцип действия новой установки для проветривания карьеров, обеспечивающей создание мощных воздушных потоков с помощью безлопастного вентилятора, работающего в комплексе с компрессором.

Ключевые слова: карьер, аэрология, безлопастной вентилятор, эффект Коанда, эффект торнадо, средства вентиляции.

По данным исследователей до 80 % полезных ископаемых в настоящее время добывается открытым способом в карьерах, глубина которых достигает 500-700 м и более [1, 2]. При этом около 50 % годового времени работу в таких карьерах проводят в условиях нарушения воздухообмена с окружающей средой и накопления вредных примесей в образующихся застойных зонах, что в конечном счете является причиной простоя оборудования из-за невозможности нахождения обслуживающего персонала в местах с предельно допустимой концентрацией опасных веществ [3, 4].

Для поддержания требуемого ритма функционирования карьеров и надлежащих условий работы технического персонала необходимы специальные аэрационные установки, реализующие различные способы вентиляции глубоких рукотворных впадин [5-8]. Несмотря на наличие в технической литературе значительного объема информации о существующих вентиляторных системах, основанных на использовании в них самолетных винтомоторных и реактивных силовых установок, смонтированных на базе колесных или гусеничных тягачей, лишь несколько из них нашли практическое применение. Данное обстоятельство объясняется тем, что большинство известных агрегатов характеризуется высоким потреблением топлива или электроэнергии, значительными эксплуатационными затратами, а также низкими показателями работы. Поэтому задача создания новой вентиляторной установки, лишенной отмеченных недостатков, имеет важное научно-практическое значение. Для ее успешного решения необходим учет достоинств и недостатков наилучших существующих

образцов оборудования данного класса. В итоге анализа результатов литературного обзора и патентного поиска в качестве аналогов для вновь создаваемой вентиляторной установки были отобраны две модификации систем вентиляции карьеров, выпущенных в Российской Федерации на базе шасси автомобиля «БелАЗ». В первой из них направленный газоздушный поток создают с помощью пропеллера, размещенного на специальном кронштейне впереди кабины тягача и вращаемого его двигателем через систему зубчатых передач и карданный вал [9]. Недостатком данной установки является то, что с ее помощью можно формировать газоздушный поток только вдоль оси, параллельной поверхности, на которой в карьере расположено транспортное средство. Это в значительной мере ограничивает объем проветриваемой зоны карьера и для ее увеличения требует последовательного изменения положения транспортного средства путем его маневрирования в стесненных условиях.

С целью расширения зоны проветриваемого пространства карьера у второй установки силовой агрегат в виде турбовинтового авиационного двигателя размещен на поворотной платформе, смонтированной за кабиной на раме автомобиля [10]. Наличие у данной установки поворотной горизонтальной платформы позволяет без маневрирования ходовой частью осуществлять изменение направления сформированного газоздушного потока по кругу в горизонтальной плоскости выше уровня платформы. Однако при ее использовании возникает так называемая мертвая зона пространства карьера, прилегающая к его донной поверхности. Кроме того, обеспечиваемая с ее помощью вентиляция предполагает перемещение газоздушных масс только внутри карьера, и поэтому не позволяет удалять их за его пределы.

В разработанной авторами доклада установке для возбуждения интенсивных восходящих газоздушных потоков в застойных зонах пространства карьера предложено использовать безлопастной вентилятор, функционирующий на основе известного в технике эффекта Коанда.

Установка (рисунок 1) содержит ходовую часть 1 на базе 3-х осного грузового автомобиля, на раме которого смонтирована поворотная горизонтальная платформа 2 с жестко закрепленными на ней основанием 3 плоского 3-х звенного рычажного механизма, и воздушным компрессором 4 для подачи по гибким трубопроводам 5 и 6 сжатого воздуха к системе возбуждения и формирования газоз-

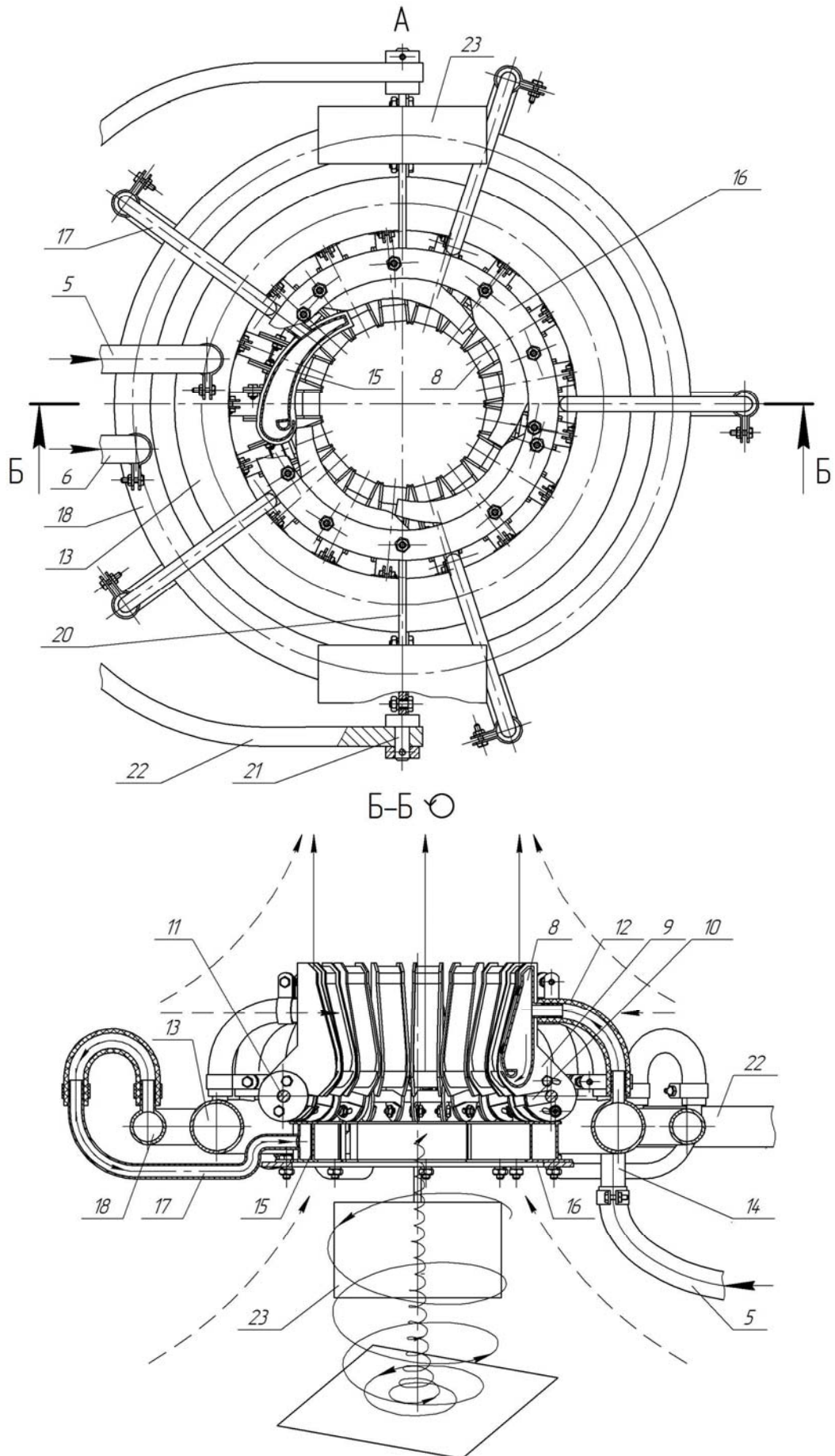


Рисунок 2 - Вид безлопастного вентилятора снизу (а)
и его продольный разрез (б)

Для независимого регулирования расхода сжатого воздуха, подаваемого от компрессора 4 к торообразным газораспределительным камерам 13 и 18 по гибким трубопроводам 5 и 6, последние подключены к вентилям 24 и 25, а плоский рычажный механизм приводится в действие гидроцилиндрами 26 и 27. При этом маслостанция (условно не показана), обеспечивающая их работу, приводится от общего с компрессором двигателя внутреннего сгорания.

Установка работает следующим образом. Для осуществления вентиляции карьера ее с помощью ходовой части 1 автомобиля доставляют в загазованную зону. При необходимости предварительно выверяют базу автомобиля в горизонтальной плоскости, после чего запускают компрессор 4 и связанную с его приводом маслостанцию, размещенные на поворотной горизонтальной платформе 2. Вращая эту платформу в нужном направлении, а также перемещая в вертикальной плоскости с помощью гидроцилиндров 26 и 27 звенья плоского рычажного механизма, основание 3 которого жестко закреплено на платформе, безлопастной вентилятор 7 доставляют в требуемую досягаемую точку загазованного пространства (рисунок 3). Благодаря балансировочным грузам 23, жестко прикрепленным к кронштейнам 20, безлопастной вентилятор 7 поворачивается на цапфах 21 относительно конечного звена 22 плоского рычажного механизма и постоянно находится в горизонтальном положении. В момент достижения в ресивере компрессора требуемого давления воздуха вентили 24 и 25 открывают. Сжатый воздух по гибким трубопроводам 5 и 6 через подводящие патрубки 14 и 19 поступает в полости торообразных газораспределительных камер 13 и 18. Далее сжатый воздух из 1-й торообразной газораспределительной камеры 13 по гибким рукавам 12 попадает внутрь полых сегментов 8, закрепленных посредством дисков 9 к круглым фланцам 10 несущего кольца 11 и образующих горловину безлопастного вентилятора 7. Одновременно с этим сжатый воздух из 2-й торообразной газораспределительной камеры 18 по трубопроводам 17 направляется в полые сегменты 15. Воздух, истекающий с большой скоростью из щелевых сопел полых сегментов 8, возбуждает первичные газовые потоки, направленные по поверхности Коанда, которые создают зону пониженного давления, благодаря чему воздушные массы, находящиеся под горловиной, всасываются в нее и выбрасываются вверх по направлению потока. В свою очередь воздух, истекающий из щелевых сопел закрепленных последовательно по окружности на несущей скобе 16 полых сегментов 15, огибает

их внутренние поверхности Коанда и закручивает движущийся через горловину поток, возбуждает эффект торнадо, усиливающий приток к безлопастному вентилятору газоздушных масс из окружающего пространства. При этом регулируя вентилями 24 и 25 соотношение расходов сжатого воздуха, подаваемого от компрессора 4 к полым сегментам 8 горловины и к полым сегментам 15 завихрителя безлопастного вентилятора, добиваются максимально возможной его производительности.

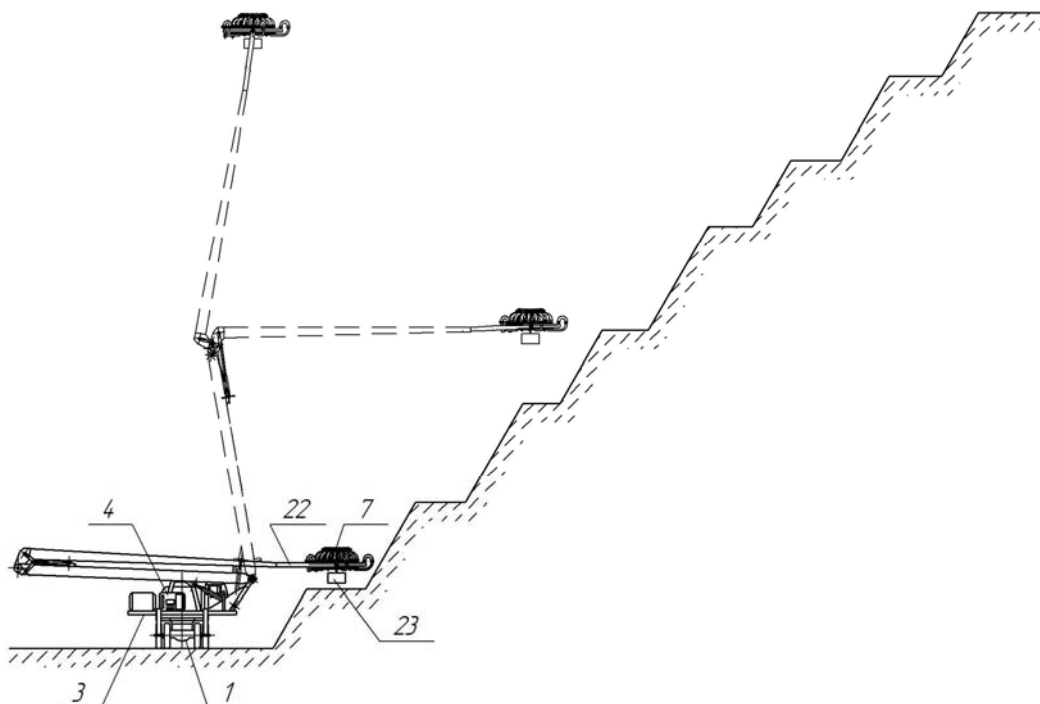


Рисунок 3 - Относительное положение элементов конструкции установки в рабочем положении (гибкие трубопроводы условно не показаны)

Таким образом, предлагаемая установка вентиляции карьеров в сравнении с известными аналогами обеспечивает более интенсивную эвакуацию из рабочей зоны вредных газов за счет значительного увеличения обслуживаемого пространства и так называемого умножающего эффекта прокачки газоздушной смеси, реализуемого с помощью безлопастного вентилятора.

Список источников.

1. Старостин И.И. Проветривание карьеров струйными вентиляторами в комплексе с устройством для аэрации / И.И. Старостин, А.В. Бондаренко // Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2015. – № 1. – С. 32-41.
2. Конорев М.М. Обоснование выбора схем проветривания и режимов работы систем вентиляции карьеров / М.М. Конорев, Г.Ф. Нестеренко // Горный информационно-аналитический бюллетень (Научно-технический журнал). – 2002. – № 4. – С. 73-76.

3. Косарев Н.П. Аэродинамика струйно-всасывающей схемы вентиляции застойных зон глубоких карьеров / Н.П. Косарев, С.А. Тимухин, Ю.В. Попов и др. // Известия вузов. Горный журнал. – 2005. – № 4. – С. 16-18.
4. Сытенков В.Н. Управление пылегазовым режимом глубоких карьеров / В.Н. Сытенков. – М.: ООО «Геоинформцентр», 2003. – 288 с.
5. Конорев М.М. Оценка состояния и перспективы применения систем вентиляции и пылегазоподавления на карьерах / М.М. Конорев, Г.Ф. Нестеренко // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2012. – № 2. – С. 113-120.
6. Конорев М.М. Состояние исследований и перспективы применения систем вентиляции и пылегазоподавления в атмосфере карьеров / М.М. Конорев, Г.Ф. Нестеренко // Горный информационно-аналитический бюллетень (Научно-технический журнал). – 2008. – № 3. – С. 9-20.
7. Конорев М.М. К вопросу вентиляции и пылегазоподавления в атмосфере карьеров / М.М. Конорев // Горный информационно-аналитический бюллетень (Научно-технический журнал). – 2006. – № 3. – С. 107-126.
8. Голинько В.И. Вентиляция шахт и рудников / В.И. Голинько, Я.Я. Лебедев, О.А. Муха. – Днепропетровск: НГУ, 2014. – 266 с.
9. А. с. 590458 СССР, МПК E21F 1/08. Установка для проветривания карьеров / Филатов С.С., Павлов А.И., Росляков С.М. и др.; заявл. 10.10.1975, опубл. 30.01.1978. Бюл. № 4.
10. А. с. 581301 СССР, МПК E21F 1/00. Карьерная оросительно-вентиляционная установка / Азаров В.С., Варич Г.М., Верба В.Н. и др.; заявл. 11.12.1975, опубл. 25.11.1977. Бюл. № 43.
11. Патент 2630443 РФ, МПК F24F 7/00, F04D 25/00, F04D 29/00. Узел безлопастного вентилятора для эвакуации газопылевых выбросов из промышленных агрегатов / Смирнов Е.Н., Еронько С.П., Ткачев М.Ю. и др.; заявл. 23.05.2016, опубл. 07.09.2017. Бюл. № 25.

© С.П. Еронько, М.Ю. Ткачев, 2017

УДК 669. 02/ 09: 658. 58

Р.А. Рыщик, магистрант,
Е.В. Ошовская, канд. техн. наук, доц.,
В.А. Сидоров, докт. техн. наук, проф.
Донецкий национальный технический университет

ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ СКИПОВЫХ ЛЕБЁДОК ДОМЕННОЙ ПЕЧИ

В статье проведен обзор конструкций скиповых лебёдок доменных печей. Рассчитаны обобщающие показатели совершенства конструкции. Предложена схема скиповой лебёдки с обращённым ротором.

Бесперебойная подача шихтовых материалов к загрузочному устройству доменной печи в настоящее время обеспечивается конвейерной или скиповой подачей. Область применения скиповых подъёмников – доменные печи объёмом до 2300 м³. Конструкция скиповых лебёдок, грузоподъёмного элемента скипового подъёмника, отработывалась десятилетиями для обеспечения необходимой производительности и высокого уровня эксплуатационной надёжности.

На данный момент проводится модернизация систем автоматического управления скиповой лебёдкой путем применения современных преобразовательных агрегатов и бесконтактных кодовых датчиков перемещения, а также отмечается снижение количества аварийных ситуаций за счёт использования щадящих режимов работы. Совершенствование конструкций подъёмных машин, в частности систем шахтного подъёма, систем управления позволяют предположить возможность разработки новой конструкции скиповой лебёдки. На основании обзора конструкций скиповых лебёдок в статье поставлена цель – определить основные элементы и характеристики современной лебёдки скипового подъёмника доменной печи.

В работе [1] приведена конструкция однодвигательной скиповой лебёдки фирмы «Отис» (рисунок 1). Лебёдка включает следующие элементы: электродвигатель 1, рабочий тормоз 2, шевронные передачи 3 и 4, барабан 5, аварийный тормоз 6, выключатели: аварийный 7, рабочий 8, центробежный 9. Наличие сложной системы управления указывает на необходимость обеспечения работы лебёдки в постоянном безопасном автоматическом повторно-кратковременном режиме.

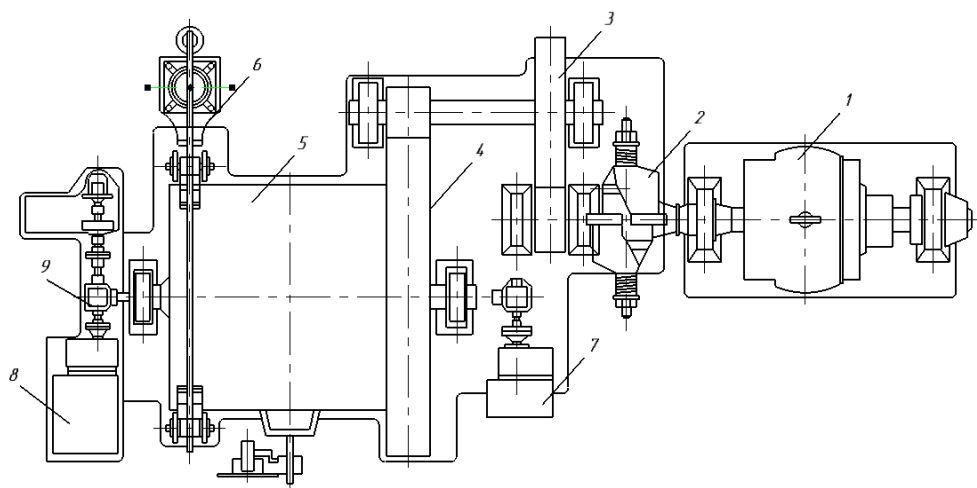


Рисунок 1 – Схема скиповой лебёдки фирмы «Отис»

В дальнейшем задача обеспечения повышенной надёжности технологического режима загрузки была реализована в двух двигательной схеме [2, 3]. Основными узлами лебёдки С-15-180 конструкции УЗТМ, используемой на доменных печах объёмом 1000 м^3 (рисунок 2) являются двигатели 1, зубчатые муфты 2, рабочие тормоза 3, редуктор 4, зубчатая передача 6, барабан 7 и аварийный тормоз 10. Узлы смонтированы на станине 12. Лебёдка снабжена аппаратурой управления и защиты - выключатель слабины канатов 11, центробежный 9, путевые 8 и 5. Двигатели постоянного тока, управляемые по схеме Г-Д, обеспечивают остановку скипа с точностью до $\pm 25 \text{ мм}$.

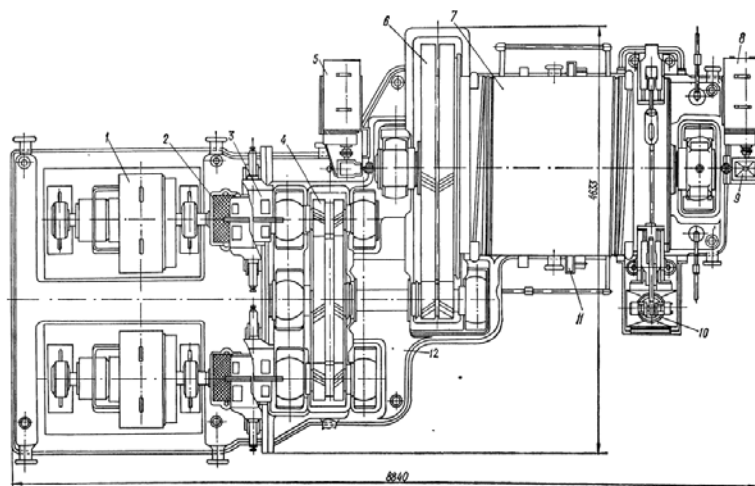


Рисунок 2 – Скиповая лебёдка С-15-180

Скиповые лебёдки С-22,5-210 (рисунок 3) и С-29-210 предназначены для печей объёмом $1300 \dots 2300 \text{ м}^3$, имеют два редуктора 1, два промежуточных вала 2, передающих вращение барабану 3. Бла-

годаря более надёжной схеме передач исключён аварийный тормоз.

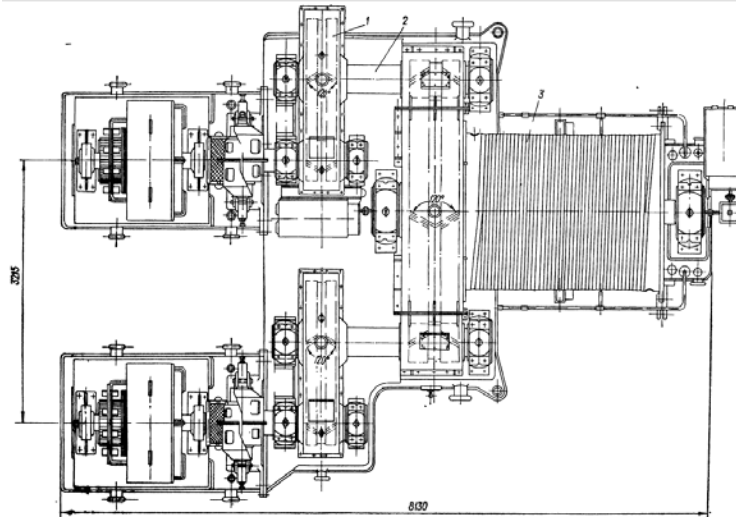


Рисунок 3 – Скиповая лебёдка С-22,5-210

Скиповая лебедка модели ЛС-39-1 (рисунок 4) предназначена для работы на доменных печах большого объёма – до 3200 м³.

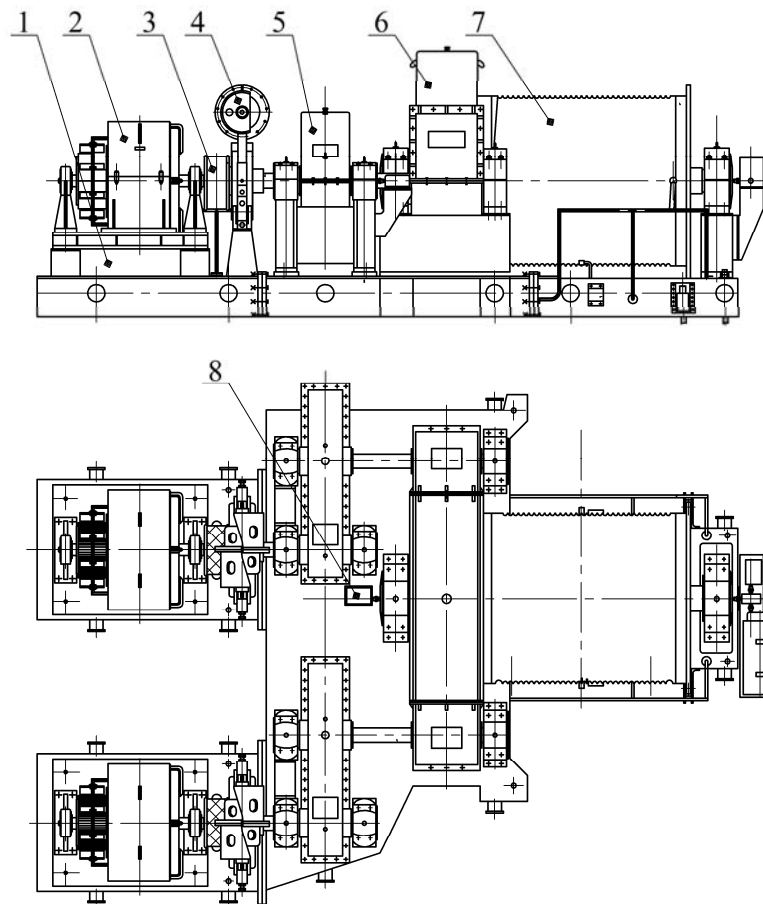


Рисунок 4 – Скиповая лебедка модели ЛС-39-1:

- 1 – станина; 2 – электродвигатель; 3 – зубчатая муфта;
- 4 – тормоз; 5 – быстроходный редуктор; 6 – тихоходный редуктор;
- 7 – барабан; 8 – командоаппарат

Для анализа совершенства конструкции выбраны обобщающие показатели – КПД и коэффициент динамичности, рассчитанные по общепринятым методикам, приведенным в работах [4. 5]. Расчёт КПД механизма осуществлялся по формуле:

$$\eta = \eta_{под.}^{n_1} \cdot \eta_{з.п.}^{n_2} \cdot \eta_{муф.}^{n_3}$$

где $\eta_{под.} = 0,99$ – КПД пары подшипников; $\eta_{з.п.} = 0,98$ – КПД зубчатой передачи; $\eta_{муф.} = 0,97$ – КПД муфты; n_1, n_2, n_3 – количество одно-типных элементов: подшипников, зубчатых передач, муфт.

Расчёт коэффициента удельной энергии проведен по формуле, приведенной в работе [5]:

$$K = \frac{E}{N}, \text{ с}$$

где E – энергия привода; N – мощность привода.

Результаты расчётов приведены в таблице.

Таблица – Результаты расчётов КПД и коэффициента удельной энергии скиповых лебёдок

Тип лебёдки	Мощность привода, кВт	КПД	Коэффициент удельной энергии, с	Частота вращения n , об/мин
Отис	270	0,895	–	500
С-15-180	2×190	0,8254	0,4	620
С-22,5-210	2×260	0,7928	0,60	500
С-29-210	2×480	0,7928	0,67	685
ЛС-39-1	2×550/710	0,8254	0,70	750

Основными тенденциями в конструкциях шахтного подъёма являются: использование безредукторных конструкций, применение тиристорного электропривода постоянного тока, микропроцессорной системы управления, использование дисковых тормозов. Возможно предположить, что конструкция скиповой лебёдки будет включать неподвижный статор, помещённый внутри вращающегося ротора (рисунок 5). Диаметр ротора-барабана может быть увеличен до 3,0 м,

что приведёт к снижению частоты вращения и коэффициента динамичности. Скиповая лебедка будет иметь КПД = 0,99 и более низкий коэффициент удельной энергии, из-за отсутствия редуктора.

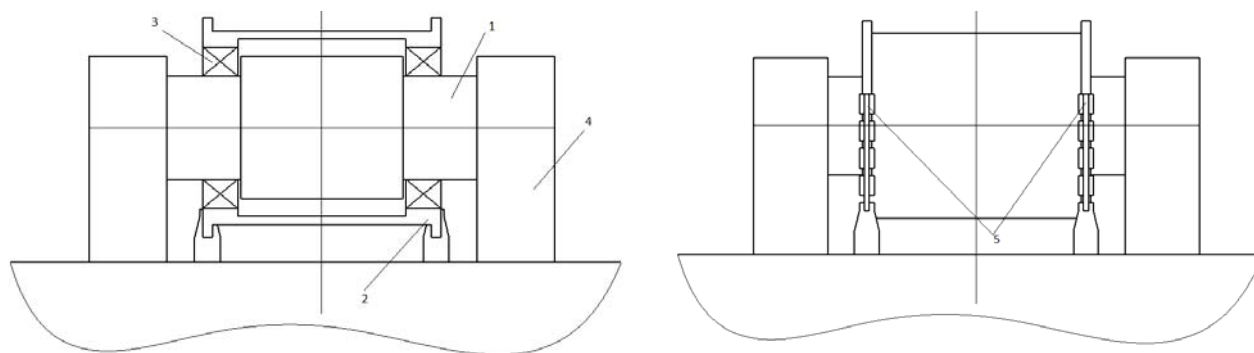


Рисунок 5 – Схема скиповой лебёдки с обращённым ротором

Таким образом, на основании анализа конструкций скиповых лебёдок доменных печей предложена новая конструкция безредукторного механизма с обращённым ротором состоящая из неподвижно закрепленного статора 1, вращающегося ротора 2, подшипников большого диаметра 3, опор 4, дисковых тормозов 5.

Список источников.

1. Щиренко Н.С. Механическое оборудование доменных цехов / Н.С. Щиренко, Учебное пособие. — М.: Metallurgizdat, 1962. — 524 с.
2. Левин М.З. Механическое оборудование доменных цехов. / М.З. Левин, В.Я. Седуш, Киев-Донецк. "Вища школа".1978.-176с.
3. Машины и агрегаты металлургических заводов в 3-х томах. Т.1. Машины и агрегаты доменных цехов/ Целиков А.И. и др. М.-Металлургия, 1987.- 440с.
4. Гребеник В. М. Расчёт металлургических машин и механизмов / В. М. Гребеник, Ф.К. Иванченко, В. И. Ширяев, Киев. Вища школа, 1988. - 488с.
5. Артюх В.С. Энергия привода - источник динамичности и аварийности металлургического оборудования / В. С. Артюх // Защита металлургических машин от поломок: Міжвуз. темат. зб. наукових праць / ПДТУ. - Маріуполь, 1997. - Вип. 2. - С. 50-57.

© Р.А. Рызык, Е.В. Ошовская, В.А. Сидоров, 2017

УДК 621.86

Т.П. Мищенко, инженер,
Д.В. Хананов, специалист,
А.Я. Грудачев, канд. техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА НАГРЕВА КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ В АВАРИЙНОМ РЕЖИМЕ ПРИ ПОЛНОЙ ПРОБУКСОВКЕ ЕЕ НА КОНЦЕВОМ БАРАБАНЕ ШАХТНОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Разработана математическая модель процесса нагрева конвейерной ленты при полной пробуксовке ее на концевом барабане в условиях аварийной ситуации на шахтном ленточном конвейере

нагрев, пробуксовка, аварийный режим, лента, концевой барабан, шахтный конвейер

Актуальность работы.

Ленточный конвейер – один из наиболее пожароопасных объектов на предприятиях угольной промышленности [1]. Пробуксовки конвейерной ленты на концевом барабане являются источником почти половины пожаров в общем [2]. Возгорание ленты, даже трудногорючей, возможно, так как при аварийном режиме происходит нагрев барабана и ленты до температур, достигающих 290-440 градусов [3]. Наиболее опасным является режим, когда на приводном и концевом барабанах происходит заклинивание и лента движется по барабану с полной пробуксовкой. В этих условиях возникает опасность для жизни работников предприятия, которое может понести еще и огромные убытки [4].

Изучая данный вопрос, можно получить необходимые параметры для рационального использования контролирующих устройств, чтобы в дальнейшем иметь возможность предотвратить аварийные ситуации.

Анализ исследований и публикаций.

Возникновением пожаров на шахтных ленточных конвейерах и их причинами занимались и продолжают заниматься в настоящее время многие отечественные и зарубежные ученые и исследователи, в числе которых: Ю.Н.Ющенко, А.Н.Прима, И.Ф.Дикенштейн, В.И.Саранчук, Н.Я.Биличенко, А.Д.Дубинин, М.П.Александров, В.И.Бережинский, Л.С.Беляева и А.В.Бондаренко, Л.Я. Галушко,

А.Л.Галушко, В.В.Гребенюк, А.Я.Грудачев, Ю.В.Заболотный, И.Е.Романюха, Н.И.Стадник, В.В.Радченко, В.А.Люева, А.В.Вяльцев и А.В.Фролов.

Однако вопросы нагрева ленты и возникновения аварийных режимов при полном заклинивании концевой барабана рассматриваются недостаточно полно.

Постановка задачи.

Разработать математическую модель процесса нагрева ленты и элементов конструкции шахтного конвейера, используя метод теплового баланса в режиме пробуксовки концевой барабана.

Изложение материала.

При аварийном режиме ленточного конвейера выделяется большое количество тепла. Методика разработки математической модели процесса нагрева ленты и элементов конструкции шахтного конвейера в режиме пробуксовки концевой барабана основана на составлении теплового баланса [5]. Процесс выделения теплоты представлен как динамический. Часть тепла идет на нагрев ленты и элементов конструкции, а другая отводится излучением, естественной конвекцией от неподвижного барабана, вынужденной – от конвейерной ленты и теплопроводностью от барабана к ленте.

Описание процесса нагрева для данного режима будет также производиться по методу, основанному на составлении упрощенного уравнения теплового баланса.

Уравнение теплового баланса для аварийного режима (Рисунок1) имеет вид

$$Q'_{обр} \cdot T = Q'_{нб} + T \cdot (Q'_1 + Q'_2) \text{ ккал}, \quad (1)$$

где $Q'_{обр}$ - количество тепла, образованное при работе конвейера в аварийном режиме, ккал/ч;

$Q'_{нб}$ - количество тепла, расходуемое на нагрев барабана и ленты, ккал;

Q'_1 - количество тепла, отведенное излучением, ккал/ч;

Q'_2 - количество тепла, отведенное естественной конвекцией, ккал/ч;

T – время нагрева ленты, мин.

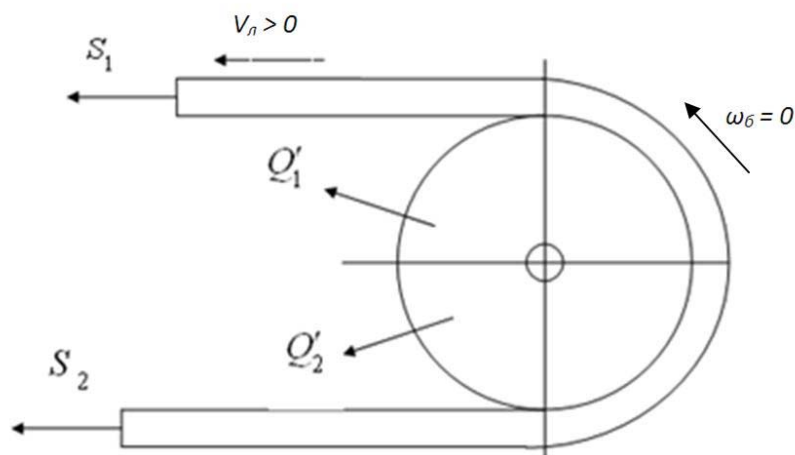


Рисунок 1 – Отвод тепла в аварийном режиме

В вышеуказанной модели приняты следующие допущения:

- температура в различных местах барабана, ленты и элементов конструкции одинакова;
- футеровка барабана отсутствует, следовательно, потери тепла, связанные с прохождением сквозь нее, не учитываются;
- конвейерная лента представляет собой однородный материал с соответствующими характеристиками [6].

Конвейерная лента представляет собой многослойный композитный материал, состоящий, как минимум из 3-4 слоев, каждый из которых имеет свою толщину, плотность и, собственно, свой коэффициент теплопроводности (рисунок 2). Основным материалом резиноканевой конвейерной ленты – резина и ткань особого качества [7].

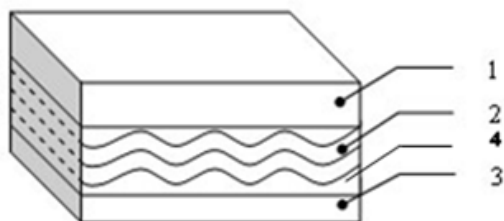


Рисунок 2 – Схема шахтной трудногорючей резиноканевой ленты

- 1 – рабочая резиновая обкладка
- 2 – тканевые прокладки
- 3 – нерабочая резиновая обкладка

4 - сквидж

В рассматриваемой модели не учитывается коэффициент теплопроводности ленты, вычисляемый согласно опытной формуле с использованием экспериментального стенда:

$$\lambda_{ср.л} = \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \delta_i}{\sum_{i=1}^n \delta_i},$$

где $\lambda_{ср.л}$ - среднее значение коэффициента теплопроводности шахтной трудногорючей ленты определенного типа, Вт/м*град;

λ_i - значение коэффициента теплопроводности слоя ленты, определенное опытным путем с помощью экспериментального стенда, Вт/м*град;

δ_i - значение толщины слоя ленты, м.

При прохождении теплового потока сквозь многослойное тело связь количества тепла с коэффициентом теплопроводности выражается формулой[5]:

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} * F, \text{ Вт/м},$$

где Q – количество тепла, выделяемое при прохождении теплового потока через многослойное тело, Вт/м;

t_1, t_n – температуры слоев, град;

F – площадь поверхности, через которую проходит тепло, м².

Количество тепла, излучаемое в окружающую среду

$$Q'_1 = c \cdot F_1 \left[\left(\frac{273 + t_k}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_0}{100} \right)^4 \right], \text{ ккал/ч}, \quad (2)$$

где F_1 - площадь излучения, включающая в себя площади поверхностей участка барабана, не охваченного лентой и торцевых элементов барабана, м²;

c - коэффициент излучения от поверхности F, для матовой поверхности, ккал/м²·ч·град;

t_k - максимально допустимая, критическая температура для выбранного типа ленты, град;

t_0 - температура окружающей среды, град.

Количество тепла, отводимое конвекцией при неподвижном барабане

$$Q'_2 = \alpha_1 \cdot F_2 \cdot (t_k - t_0) \text{ ккал/ч}, \quad (3)$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи при неподвижном барабане, чем лучше условия циркуляции воздуха, тем больше принимаемое значение, ккал/м²·ч·град;

F_2 - суммарная площадь поверхности барабана, не перекрытая лентой, м².

Количество тепла, образующегося при работе конвейера в аварийном режиме в течении часа:

$$Q_{обр} = \frac{S}{g} \cdot \frac{V_l}{2} \cdot 3600 \cdot \eta \cdot A \cdot k_T, \text{ ккал/ч}, \quad (4)$$

где S - суммарное усилие, действующее на барабан, равное сумме натяжений в точках набегания и сбегания с него, Н;

η - к. п. д. привода, %;

A - механический эквивалент теплоты, ккал/м·кг;

k_T - коэффициент, учитывающий трение между барабаном и лентой принимается в зависимости от условий работы конвейера.

Количество тепла, расходуемое на нагрев барабана и ленты

$$Q'_{нб} = (c_{б} \cdot G_{б} + \mu \cdot c_l \cdot G_l) \cdot (t_k - t_0), \text{ ккал}, \quad (5)$$

где $G_{б}$ - масса барабана, кг;

G_l - масса участка ленты на дуге обхвата, кг;

c_l - теплоемкость материала ленты, величина различна для различных типов лент, ккал/кг·град;

$c_{б}$ - теплоемкость материала барабана, ккал/кг·град;

μ - коэффициент, учитывающий потери тепла лентой из-за ее постоянного движения.

Время нагрева ленты конвейера до критической температуры в аварийном режиме

$$T = \frac{60 \cdot Q'_{нб}}{Q'_{обр} - (Q'_1 + Q'_2)} \text{ мин.} \quad (6)$$

Совокупность выражений (7) представляет собой математическую модель процесса нагрева ленты в режиме заклинивания концевого барабана.

$$\left. \begin{aligned}
 Q'_1 &= c \cdot F_1 \left[\left(\frac{273 + t_k}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_0}{100} \right)^4 \right], \text{ ккал/ч,} \\
 Q'_2 &= \alpha_1 \cdot F_2 \cdot (t_k - t_0), \text{ ккал/ч,} \\
 Q_{обр} &= \frac{S}{g} \cdot \frac{V_L}{2} \cdot 3600 \cdot \eta \cdot A \cdot k_T, \text{ ккал/ч,} \\
 Q'_{нб} &= (c_{б} \cdot G_{б} + \mu \cdot c_{л} \cdot G_{л}) \cdot (t_k - t_0) \cdot 1.7, \text{ ккал,} \\
 Q'_{обр} \cdot T &= Q'_{нб} + T \cdot (Q'_1 + Q'_2), \text{ ккал/ч.} \\
 T &= \frac{60 \cdot Q'_{нб}}{Q'_{обр} - (Q'_1 + Q'_2)} \text{ мин.}
 \end{aligned} \right\} (7)$$

Выводы и направления дальнейших исследований.

В результате проведенных исследований была разработана математическая модель процесса нагрева ленты на концевом барабане шахтного конвейера при аварийном режиме пробуксовки.

Направлением дальнейших исследований планируется произвести анализ полученной модели для определенных условий аварийной ситуации при наличии футеровки, а также учитывая многослойность ленты.

Список источников

1. Будишевский, В.А. Шахтный транспорт / В.А. Будишевский, В.Ф. Шавлак, Н.Д. Мухопад, А.А. Сулима, В.А. Кислун // изд.2-е, перераб.и доп. – Донецк, ГОУ ВПО «ДОННТУ», 2017 – 400 с.
2. Определение пожароопасности материала шахтных конвейерных лент. / Л.С. Беляева, А.В. Бондаренко, В.И. Саранчук, Л.Я. Галушко // Уголь Украины № 1. – 2000, с. 37 – 39.
3. Ткачук, С.П. Взрывопожаробезопасность горного оборудования / С.П. Ткачук, В.П. Колосяк, С.А. Ихно // Киев, «Основа», 2000. – 590 с.
4. Левкин, Н.Б. Предотвращение аварий и травматизма в угольных шахтах Украины / Донецк, «Донбасс», 2002. – 392 с.
5. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи / Москва, «Энергия», 1977. – с. 344.
6. Захарченко, П.И. Справочник резинщика / Москва, «Машиностроение», 1983. – с. 220.
7. Анализ методик определения коэффициента теплопроводности материалов применительно к конвейерной ленте, как композиционного материала / Т.П.Мищенко, А.Н.Лебедев, А.Я.Грудачев // Материалы 3-й Международной научно-практической конференции «Инновационные перспективы Донбасса», 24-25 мая 2017 года. Донецк, ГОУ ВПО «ДонНТУ» - МОН ДНР 2017 – с.40-44

© Т.П. Мищенко, Д.В.Хананов, А.Я.Грудачев, 2017

УДК 621.43.013

Д.А. Масленников, ст. преп.

Донецкий национальный технический университет

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Система сжигания с гомогенным зарядом и воспламенением от сжатия является одним из наиболее перспективных решений, используемых в поршневых двигателях. В статье представлены результаты трехмерного моделирования горения в двигателе с системой сжигания с гомогенным зарядом. Расчеты показали, что при одинаковых параметрах свежего заряда в цилиндре двигателя (коэффициент избытка воздуха, количество топлива) неконтролируемое горение гомогенной смеси по сравнению с контролируемым сгоранием в двигателе с прямым впрыском топлива характеризуется более высоким уровнем выбросов NO и уменьшенной концентрацией сажи.

Ключевые слова: воспламенение от сжатия гомогенного заряда, рециркуляция отработавших газов, скорость выделения тепла, начало воспламенения, продолжительность горения, впрыск топлива, двигатель с воспламенением от сжатия, индикаторное давление, оксиды азота.

Система сжигания с гомогенным зарядом (HCCI - Homogenous Charge Compression Ignition) теперь является одним из наиболее перспективных решений, используемых в поршневых двигателях. Такой двигатель сочетает в себе лучшие характеристики двигателей с искровым зажиганием и двигателя с воспламенением от сжатия и характеризуется низким уровнем содержания вредных соединений в выхлопных газах и высокой эффективностью. До сих пор проведенные исследования на двигателе с системой сжигания с гомогенным зарядом не решали проблему контроля момента самовоспламенения гомогенной смеси, подаваемой в двигатель, и продолжительности процесса горения. Представленная работа касается численного исследования процесса горения гомогенных смесей в двигателе с системой сжигания с гомогенным зарядом и воспламенением от сжатия. Были проанализированы основные параметры горения, включая начало воспламенения, продолжительность горения, индикаторное давление и концентрация оксида азота и сажи. Проведено моделирование этих процессов в программном комплексе CFD (computational fluid dynamics - вычислительная гидродинамика). Целью моделирования было ознакомление с ходом процесса горения в двигателе с системой

сжигания с гомогенным зарядом. Выполнено сравнение основных параметров неконтролируемого горения с контролируемым сгоранием в обычном двигателе с воспламенением от сжатия.

Состояние исследований

В многих исследовательских центрах и университетах по всему миру проводятся работы по исследованию процессов, происходящих в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания с системой подачи гомогенного заряда и воспламенения от сжатия. А также влияние этих процессов на концентрацию вредных компонентов в выхлопных газах и возможности реализации этой системы в реальном двигателе. В работе [1] кратко описывается история происхождения, результаты исследований, преимущества и проблемы, вытекающие из конкретного процесса горения, характерного для двигателей с системой сжигания с гомогенным зарядом и воспламенения от сжатия, которые существенно отличаются от хорошо известных и широко используемых бензиновых и дизельных двигателей. Прошло более двадцати лет с тех пор, как концепция двигателя с системой сжигания с гомогенным зарядом была впервые предложена и продемонстрирована. За это время в развитии этой технологии был достигнут устойчивый прогресс. Исследования в этом направлении доказывают, что двигатель, работающий в режиме сжигания с гомогенным зарядом и воспламенением от сжатия, может работать с использованием различных видов топлива при чрезвычайно низких выбросах и высокой эффективности. В последние годы технология двигателей с подачей гомогенного заряда и воспламенением от сжатия (HCCI) внедряется повсеместно благодаря своим исключительным преимуществам с точки зрения высокой эффективности и низких выбросов NOx и сажи [2]. Однако существуют и нерешенные проблемы такие как: контроль начала и продолжительности горения, высокую концентрацию оксидов углерода и несгоревших углеводородов в выхлопных газах, ограниченный рабочий диапазон нагрузок, применение искрового зажигания на высоких нагрузках. Разработано несколько стратегий контроля над смесью, которые в настоящее время рассматриваются как варианты решения этих проблем. К ним относятся различные схемы впрыска топлива, такие как непосредственный впрыск топлива, одноступенчатая или многоступенчатая подача топлива в цилиндры (DI или MDI), а также внешняя и внутренняя рециркуляция отработавших газов (EGR), регулируемая фаза газораспределения и степень сжатия. Двигатели с

системой сжигания с гомогенным зарядом (НССІ) в настоящее время является основным направлением в развитии бензиновых двигателей внутреннего сгорания. В работе [3] представлена конструкция и реализация исследовательского двигателя с прямым впрыском топлива и возможностью сгорания НССІ путем применения внутренней рециркуляции отработавших газов, реализованной путем перекрытия выпускных клапанов. Такое решение, используемое в двигателе, допускает работу НССІ на различных нагрузках и переменной частоте вращения коленчатого вала двигателя без необходимости применения воспламенения от искрового разряда. Эксперименты проводились для широкого диапазона открытия выпускных клапанов. Полученные данные позволили оценить эффективность применения рециркуляции отработавших газов (EGR) для контроля процесса воспламенения и горения. Также был определен допустимый диапазон коэффициента избытка воздуха, обеспечивающий стабильную и повторяемую работу такого двигателя. Использование прямого впрыска бензина в цилиндры двигателя и управление внутренней рециркуляцией выхлопных газов, позволило влиять на процесс сгорания и управлять скоростью выделения тепла.

В работе [4] представлены результаты исследования влияния начальной температуры и состава горючей смеси на работу двигателя на основе принципа НССІ.

Исследователи обнаружили, что существует определенное значение начальной температуры смеси (приблизительно 200 ° С). Дальнейшее повышение температуры не вызывает какого-либо значительного увеличения максимального давления процесса горения, скорости нарастания давления и задержки самовоспламенения. Начальное значение температуры зависит от состава горючей смеси и ее состояния перед процессом сжатия. В работе [5] исследуются основные параметры горения в бензиновом двигателе с гомогенным зарядом с воспламенением от сжатия, такие как: начало и продолжительность горения, содержание в отработавших газах монооксида углерода (СО), несгоревших углеводородов (НС), оксидов азота (NOx). Проведена оценка влияния на процесс горения двух видов топлива, гептан и изооктан, а также их смеси.

Установлено что температура всасываемого заряда оказывает наиболее существенное влияние на характеристики горения НССІ.

В этой статье процесс горения в двигателе НСЦИ был исследован и проанализирован при помощи моделирования процессов происходящих внутри цилиндра с применением программ вычислительной гидродинамики, использовалась компьютерная модель горения. Проведен анализ основных параметров горения, таких как начало воспламенения, продолжительность горения, индикаторное давления, концентрация оксида азота (NO) и сажи в камере сгорания двигателя с системой сжигания гомогенного заряда и воспламенением от сжатия (НСЦИ).

Компьютерное моделирование является одним из эффективных методов изучения сложных систем. Развитию численного моделирования физических и химических процессов способствует увеличение вычислительной мощности техники, что позволяет использовать более совершенные математические модели. Возросшая вычислительная мощность позволяет моделировать не только процессы потока жидкости и газа, но и процессы горения, а так же процессы теплообмена [6, 7].

Современные программные пакеты позволяют моделировать потоки жидкости и газа, тепловые процессы, которые происходят во впускном коллекторе, выхлопной трубе с катализатором и сажевым фильтром и камере сгорания двигателя внутреннего сгорания. Это позволяет смоделировать процессы переноса тепла, смесеобразование, воспламенения и турбулентное горение в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания. Возможно создание моделей горения однородных и неоднородных топливно-воздушных смесей в бензиновых двигателях с воспламенением от сжатия. Кинетика явлений химических реакций описывается моделями сгорания, учитывающими процессы окисления при высоких температурах. Модели описывающие процессы самовоспламенения позволяют моделировать процессы детонации, происходящие в камере сгорания двигателя. Для создания компьютерной модели теплового двигателя необходимо задать трехмерную вычислительную сетку и граничные условия поверхностей, а также начальные условия модели.

Начальные параметры компьютерной модели

Проведено моделирование теплового цикла для двигателя НСЦИ. Степень сжатия равна 17,5. На основе реальных размеров экспериментального двигателя была построена трехмерная сетка камеры сгорания двигателя (рисунок 1). Сетка смоделированной камеры сгорания состояла из почти 32000 вычислительных ячеек. Рассматривался двухслойный пограничный слой стенки.

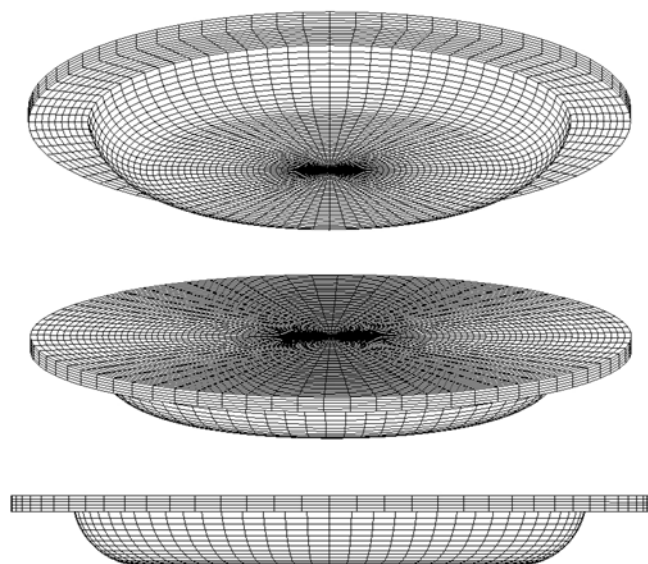


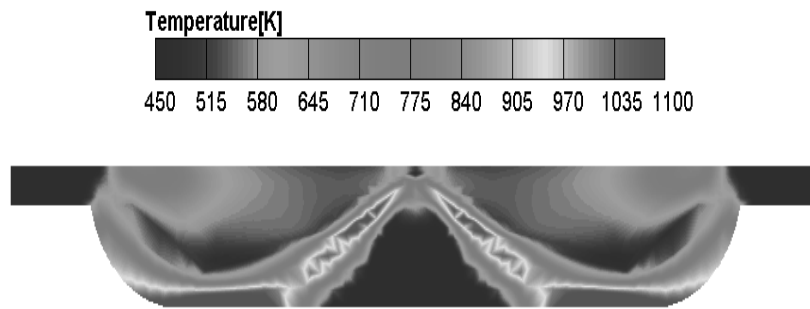
Рисунок 1. Расчетная сетка для камеры сгорания двигателя

Вычисления проводились для диапазона углов поворота коленчатого вала двигателя от 180 градусов до верхней мертвой точки, и до 180 градусов после верхней мертвой точки. Расчеты включали изучение двигателя НСЦИ и сравнение со стандартным двигателем.

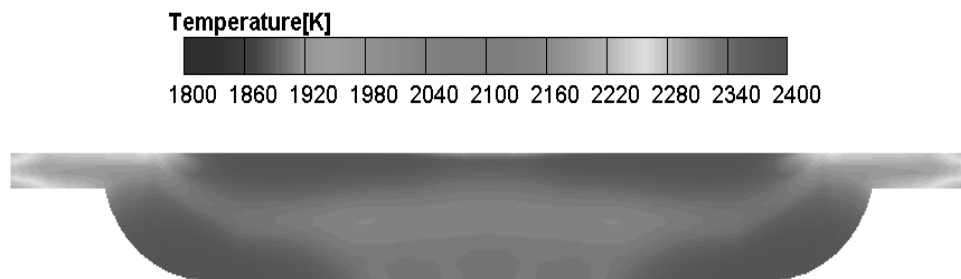
На основании данных давления, полученных при моделировании, было рассчитано индикаторное давление цикла сгорания. Указанное давление является одним из параметров, определяющих эффективность работы двигателя внутреннего сгорания.

Результаты моделирования

На рисунке 2 показано распределение температуры в камере сгорания обычного двигателя и двигателя НСЦИ. По результатам моделирования видно, что когда процесс сгорания стандартного двигателя находится в начальной стадии, в то же время в двигателе НСЦИ процесс горения уже происходит во всем объеме камеры сгорания.



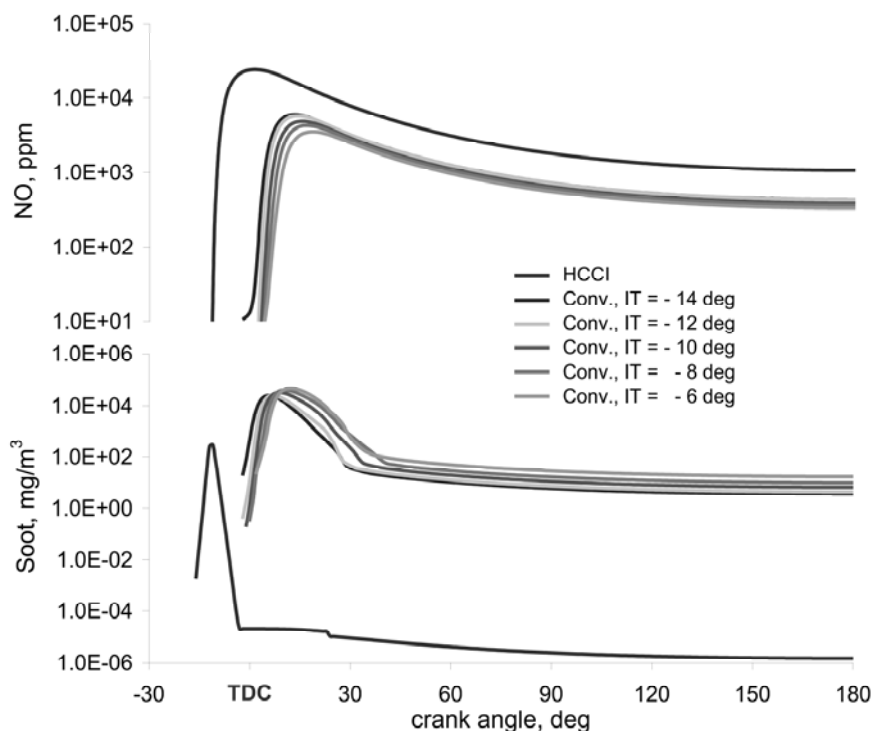
Стандартный двигатель (положение поршня - 10 град до ВМТ)



Двигатель HCCI

Рисунок 2. Распределение температуры в камере сгорания стандартного двигателя и двигателя HCCI для положения поршня 10 град до ВМТ.

Выхлопные газы двигателя HCCI содержат более высокую концентрацию NO по сравнению со стандартным двигателем (рисунок 4 и 5). Неконтролируемое горение HCCI влияет на скорость образования оксидов азота, но в тоже время позволяет снизить концентрацию сажи. Это связано с более высокой температурой в камере сгорания во время рабочего такта двигателя внутреннего сгорания.



3. Концентрация оксида азота и сажи в выхлопных газах стандартного двигателя и двигателя HCCI

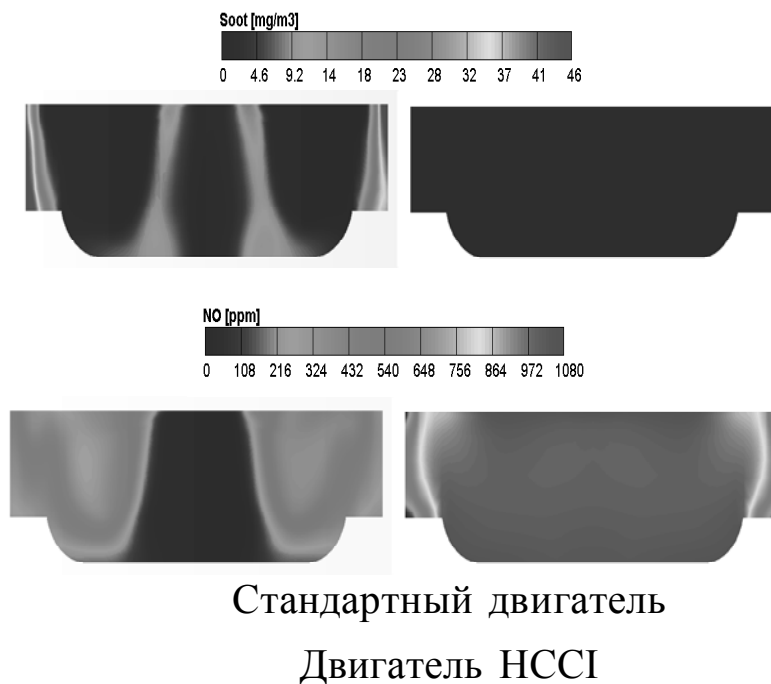


Рисунок 5. Концентрация оксида азота и сажи в камере сгорания стандартного двигателя и двигателя HCCI

Выводы

На основе проведенных исследований можно сделать выводы:

1. Процесс горения HCCI по сравнению со стандартным двигателем с воспламенением от сжатия характеризуется более ранним зажиганием и более короткой продолжительностью горения.

2. По сравнению с со стандартным двигателем слишком раннее воспламенение неконтролируемого горения HCCI приводит к увеличению максимальных значений давления, температуры и скорости высвобождения тепла в цилиндре. Однако повышенное давление не вызывает увеличения индикаторного давления (p_i), которое является параметром эффективности работы двигателя.

3. Неконтролируемое горение HCCI характеризуется более высокой эмиссией оксида азота (NO) и более низкой эмиссией сажи (сажи), чем в случае управляемого горения в двигателе с прямым впрыском топлива.

4. Контроль процесса воспламенения и горения в двигателе HCCI может быть эффективным методом сокращения выбросов NO [30]. Решение этой проблемы может быть реализовано путем управления высотой открытия выпускных клапанов, а также управление внутренней и внешней рециркуляцией выхлопных газов. Изменение степени сжатия также позволяет влиять на момент начала воспламенения в двигателях HCCI.

Список источников

1. Motyl K., Rychter T. 2003. HCCI engine – a preliminary analysis. „Journal of Kones”, vol. 10, p. 3–4.
2. Fabrizio Bisetti, J.-Y. Chenb, Evatt R. Hawkes, Jacqueline H. Chen. 2008. Probability density function treatment of turbulence/chemistry interactions during the ignition of a temperature-stratified mixture for application to HCCI engine modeling. „Combustion and Flame”, vol. 155, p. 571–58.
3. Hunicz J., Niewczas A., Kordos P. 2010. A reseaech into a gasoline HCCI engine. „Combustion engines”, No. 1/2010 (140), p. 3–13.
4. Motyl K., Lisowski A. 2008. Wpływ temperatury początkowej i składu mieszaniny palnej na pracę silnika HCCI zasilanego biogazem. „Inżynieria Rolnicza” 1(99)/2008, p. 311–317.
5. Lu X.C., Chen W., Huang Z. 2005. A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 2. Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion. „Fuel” ,84, p. 1084–1092 .
6. Jamrozik A., Kociszewski A., Sosnowski M., Tutak W. 2006. Simulation of combustion in SI engine with pre- chamber. „CADMD’2006”, p. 66–69.
7. Jamrozik A., Tutak W., Kociszewski A., Sosnowski M. 2006. Numerical Analysis of Influence of Prechamber Geometry in IC Engine with Two-Stage Combustion System on Engine Work Cycle Parameters. „Journal of Kones”. Vol 13, No 2, p. 133–142.

УДК 622.232.72

А.К. Арсубиев, магистрант,
О.А. Геммерлинг, к.т.н., доцент
Донецкий национальный технический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОИМПУЛЬСНОЙ УСТАНОВКИ

В работе приведено определение необходимой для разрушения угольного пласта силы гидроимпульсной струи.

На шахтах для повышения эффективного ведения горных работ и для повышения их безопасности используются гидроимпульсные установки [1]. Для создания и обеспечения высокопроизводительной работы гидроимпульсных установок необходимо обосновать ряд параметров: давление, частоту, шаг разрушения и установить характер взаимодействия импульсной струи с разрушаемым угольным пластом при проведении добычных работ.

Для механизации ведения очистных работ в последнее время находят применение гидроимпульсные установки, которые разработаны в Донецком национальном техническом университете [1]. В основу установки положен генератор импульсной струи [1], предназначенный для преобразования стационарного потока воды малого расхода (5-5,5 м³/ч.) высокого давления (28-32 МПа) в импульсный поток, с мгновенным расходом 60-90 м³/ч. и давлением 23-26 МПа. При работе генератора импульсной струи на протяжении 0,1-0,2 с накапливается приблизительно 250 мл воды, потом открывается запорный орган и вода через насадку диаметром 8-12 мм с мгновенным расходом 60-90 м³/ч на протяжении 0,012-0,016 с поступает на отбойку угольного пласта. Мощность потока в импульсе составляет 500-700 кВт при мощности насоса 55 кВт. Давление, которое достигается, мгновенный расход и мощность струи позволяют получить производительность разрушения угольного массива до 80 т/ч.

Исследованиями таких устройств подтвержденная возможность создания на их основе гидроимпульсных установок разного технологического назначения для отработки тонких и довольно тонких угольных пластов [1]. При применении гидроимпульсных установок повышается безопасность труда рабочих. Перечисленные положительные качества установок, которые создают импульсные струи, довольно полно отвечают требованиям к горным машинам и указывают на возможность создания на их основе машин различного технологи-

ческого назначения для отработки угольных пластов мощностью свыше 0,4м и сопротивляемостью пласта резанию до 150кН/м. Основными преимуществами этих устройств является: небольшие габаритные размеры (1100х350х300мм) и масса (около 200кг); в качестве энергоносителя используется поток жидкости с параметрами, которые полностью освоены и используются на шахтах; возможность работы, как на пневматической, так и на электрической энергии [1].

Актуальность работы обусловлена составлением математической модели процесса взаимодействия гидроимпульсной установки с угольным массивом с целью обоснования параметров гидроимпульсной установки (ГИУ) для проведения добычных работ. Данные параметры позволят повысить производительность ГИУ и уменьшить удельные затраты энергии при добыче угля [5].

Поэтому с целью определения параметров струи на выходе генератора, параметров генератора импульсов и решения ряда других задач следует в первую очередь определить количество энергии и ее параметры, которое необходимо для разрушения пласта импульсной струей.

В качестве аналога рассмотрим необходимое количество энергии и ее параметры при механическом разрушении пласта с помощью режущего инструмента. Силу резания, необходимую для разрушения пласта представим в виде [2]

$$z = k_z A_p h, \quad (1)$$

где k_z - интегральный коэффициент пропорциональности, A_p - сопротивляемость угля резания и h - толщина среза.

Из зависимости (1) следует, что необходимая сила для механического разрушения пласта пропорциональна сопротивляемости угля резанию и толщине среза. Следует также отметить, что сопротивляемость угля резанию – величина случайная с распределением вероятности по нормальному закону [3]

$$f(A_p) = \frac{1}{\sigma_{A_p}^2 \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(A_p - \bar{A}_p)^2}{2\sigma_{A_p}^2}}, \quad (2)$$

где \bar{A}_p , σ_{A_p} - соответственно математическое ожидание и среднее квадратичное отклонение сопротивляемости угля резанию.

Если при механическом разрушении пласта толщину среза можно принимать либо величиной постоянной, либо изменяющейся по определенному закону, например, синусоидальному, то при гидравлическом разрушении толщина является величиной случайной. Примем в первом приближении, что для рассматриваемого разрушения пласта толщина среза представляет собой сколы по характеру, близкие к сколам при механическом разрушении и с тем же законом распределением вероятности, т.е. по закону Вейбулла [4],

$$\varpi(l) = \frac{b}{a} \left(\frac{l-c}{a} \right)^{b-1} e^{\left(-\frac{l-c}{a} \right)^b}, \quad (3)$$

где a , b , c - параметры распределения, учитывающие соответственно масштаб, форму и сдвиг кривой распределения,

l - длина скола.

Тогда необходимая для разрушения пласта сила является двухпараметрической случайной величиной, аргументы которой сопротивляемость угля резанию и толщина скола, являются случайными величинами. Считая их, исходя из физики процесса разрушения, независимыми случайными величинами, распределение вероятностей силы, необходимой для разрушения пласта, представляет собой совместное распределение вероятностей, т.е. которое уже не подчиняется нормальному закону.

$$\chi(z) = \frac{b}{a\sigma_{A_p}^2} e^{-\frac{(A_p - \bar{A}_p)^2}{2\sigma_{A_p}^2} + \left(-\frac{l-c}{a} \right)^b} \left(\frac{l-c}{a} \right)^{b-1}, \quad (4)$$

Тогда параметры необходимой для разрушения пласта силы будут:

- математическое ожидание:

$$\bar{z} = \frac{b}{a\sigma_{A_p}^2} \int_{A_{p1}}^{A_{p2}} \int_{l_1}^{l_2} A_p l e^{-\frac{(A_p - \bar{A}_p)^2}{2\sigma_{A_p}^2} + \left(-\frac{l-c}{a} \right)^b} \left(\frac{l-c}{a} \right)^{b-1} dA_p dl; \quad (5)$$

- дисперсия:

$$Dz = \left(\frac{b}{a\sigma_{A_p}^2} \right)^2 \times \int_{A_{p1}}^{A_{p2}} \int_{l_1}^{l_2} (A_p - \bar{A}_p)^2 (l - \bar{l})^2 e^{-\frac{(A_p - \bar{A}_p)^2}{2\sigma_{A_p}^2} + \left(-\frac{l-c}{a}\right)^b} \left(\frac{l-c}{a}\right)^{b-1} dA_p dl, \quad (6)$$

где \bar{l} - математическое ожидание длины скола.

В работе определен основной параметр гидроимпульсной установки – необходимая для разрушения угольного массива сила гидроимпульсной струи. Таким образом, необходимая для разрушения пласта сила гидроимпульсной струи представляет собой двухпараметрическую случайную величину, случайный характер которой обусловлен случайным характером сопротивляемости угля резанию (нормальный закон или закон Гаусса) и длиной скола угля (закон Вейбулла), принимаемого в качестве толщины среза.

Список источников:

- 1 Гидроимпульсное устройство / Тимошенко Г.М., Гулин В.В. и др. Патент Украины № 6173. Приоритет от 20.02.1991 г. МКИ E21C45/00.
- 2 Исполнительные органы очистных комбайнов для тонких пологих пластов / Бойко Н.Г., Болтян А.В., Шевцов В.Г. и др. Донецк, «Донеччина», 1996. – 223 с.
- 3 Позин Е.З. Сопротивляемость углей разрушению режущими инструментами. М.: Недра, 1972. – 240 с.
- 4 Резание угля / Берон А.И., Казанский А.С. и др. М.: Госгортехиздат, 1962. – 439 с.
- 5 Геммерлинг О. А. Установление закономерностей разрушения угольного массива импульсной струей жидкости. // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Випуск 83. Серія: гірничо-електромеханічна. - Донецьк: ДонНТУ. - 2004. - С. 64-70.

© А.К. Арсубиев, О.А. Геммерлинг, 2017

УДК 621.867.2

В.Н. Скляров, инженер,
Донецкий национальный технический университет

РОЛИК ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ НОВОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПОВЫШЕННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ

Приведены анализ исследований и публикаций ведущих отечественных и европейских фирм по производству ленточных конвейеров, цель работы, значения коэффициентов трения полимерных материалов по стали, морфологическая карта роликов и выбран рациональный вариант конструкции ролика с металлофторопластовыми подшипниками скольжения повышенной долговечности и ремонтпригодности, обеспечивающий многократную замену изношенных подшипников и тем самым увеличения ресурса ролика примерно в 5 раз, а также приведены результаты приемочных испытаний опытной партии роликов, проведенных в шахтных условиях, изложены выводы и приведен список использованной литературы.

Актуальность работы. В общем парке действующего оборудования горнодобывающих предприятий в настоящее время ленточные конвейеры нового технического уровня составляют менее 0,5% [1].

Одними из основных элементов ленточных конвейеров, определяющими, в значительной мере, работоспособность последних, являются роликоопоры, на долю которых приходится до 30% стоимости всей конвейерной установки [2].

Как указано в [2] опыт эксплуатации позволяет заключить, что на шахтных ленточных конвейерах Основными факторами, определяющими ресурс ролика, являются выход из строя подшипниковых узлов и износ обечайки роликов [2]. По этим причинам эти параметры снижается на горных предприятиях до 5-7 месяцев. Увеличение ресурса роликоопор и отдельных роликов за счет применения подшипников нового технического уровня повышенной долговечности и ремонтпригодности является *актуальной задачей*.

Анализ последних исследований и публикаций. Ведущие европейские фирмы по производству ленточных конвейеров ориентируются на применение в узлах вращения роликов шарикоподшипников. Ряд фирм KONE (Финляндия), FCK (Япония) и другие применяют для роликов, работающих в запыленных и влажных условиях, шарикоподшипники закрытых и полужакрытых конструкций.

В ленточных конвейерах ряд зарубежных фирм (в основном США и Англия) используют конические роликоподшипники, приме-

нение которых обусловлено, в первую очередь, высокой несущей способностью последних и целесообразно на мощных тяжело нагруженных конвейерах.

Однако, это преимущество может быть реализовано только при малых угловых деформациях осей роликов и требует увеличения их жесткости, а также постоянного пополнения смазки и регулировки подшипников с целью поддержания радиальных зазоров в допустимых пределах.

Работы, выполненные в МВТУ им. Баумана, показали, что наиболее рациональным из возможных путей повышения качества конвейерных роликов является замена однорядных радиальных шарикоподшипников на идентичные по размерам двухрядные сферические. Эффективность такой замены обуславливается большей в 3...8 раз долговечностью сферических подшипников, работающих в условиях перекоса колец.

Долговечность роликов с шарикоподшипниками значительно ниже долговечности аналогичных роликов с подшипниками скольжения. Сравнительные испытания роликов с радиально-упорными шарикоподшипниками и с металлокерамическими подшипниками, проведенные Гипроуглемашем и ЦНИИТМАШем на шахтах и угольных карьерах показали, что средний срок службы роликов с шарикоподшипниками не превышал 200 часов, однако были отмечены случаи выхода из строя роликов уже после 30 и даже 20 часов работы.

Продолжительность работы роликов с металлокерамическими подшипниками скольжения составила в большинстве случаев 1500 часов[3].

Проведенный анализ показал, что в настоящее время на шахтах Донбасса в роликах ленточных конвейеров практически не применяются подшипники скольжения.

Из зарубежного опыта есть сведения о применении в США роликов из негорючего материала на графитопластмассовых подшипниках скольжения, не требующих смазки.

Следует отметить, что в летательных аппаратах, легкой и других отраслях промышленности широко применяются подшипники скольжения, в которых используется чистый фторопласт и его композиции. Основная цель применения таких покрытий – возможность работы без смазки, хотя во многих случаях при наличии смазки детали с такими покрытиями могут показывать еще более высокую работоспособность [4].

Цель работы. Разработка конструкции ролика шахтных ленточных конвейеров нового технического уровня повышенной долговечности и ремонтпригодности с ресурсом в 3...5 раз выше чем у роликов с подшипниками качения.

Материалы и результаты исследований. Фторопластовое покрытие выгодно отличается от других полимерных покрытий по значению коэффициентов трения, представленных в табл. 1.

Таблица 1 - Коэффициенты трения полимеров по стали

Материал	Величина коэффициентов трения		
	Сухое трение	Смазка водой	Смазка маслом
Органичное стекло	0,57	-	-
Текстолит	0,51	0,31	0,21-0,18
Капрон	0,46	0,30	0,22-0,08
Нейлон	0,43	0,21	0,18
Полиэтилен низкого давления	0,197	0,197	0,115
Фторопласт	0,049	-	0,027

Основной областью применения металлофторопластовых подшипников являются узлы сухого трения. У металлофторопластового материала все рабочие характеристики близки к наилучшим, что делает этот материал наиболее универсальным по своим свойствам. Наиболее ценные из этих свойств состоят в том, что при работе без смазки металлофторопластовый материал допускает очень большие удельные нагрузки (до 350 МПа); сохраняет работоспособность в широком диапазоне температур (от -250 до $+300^{\circ}\text{C}$); имеет теплопроводность и коэффициент термического расширения почти такие же, как у стали; на поверхности не возникает статическое электричество, фреттинг-коррозия и ложное брэнеллирование.

Для выбора рациональной конструкции роликов, используемых как основной элемент роlikоопор, была разработана морфологическая карта роликов (рисунок 1), на которой жирными линиями обозначен выбранный экспертным методом оценки рациональный вариант конструкции ролика с металлофторопластовыми подшипниками скольжения.

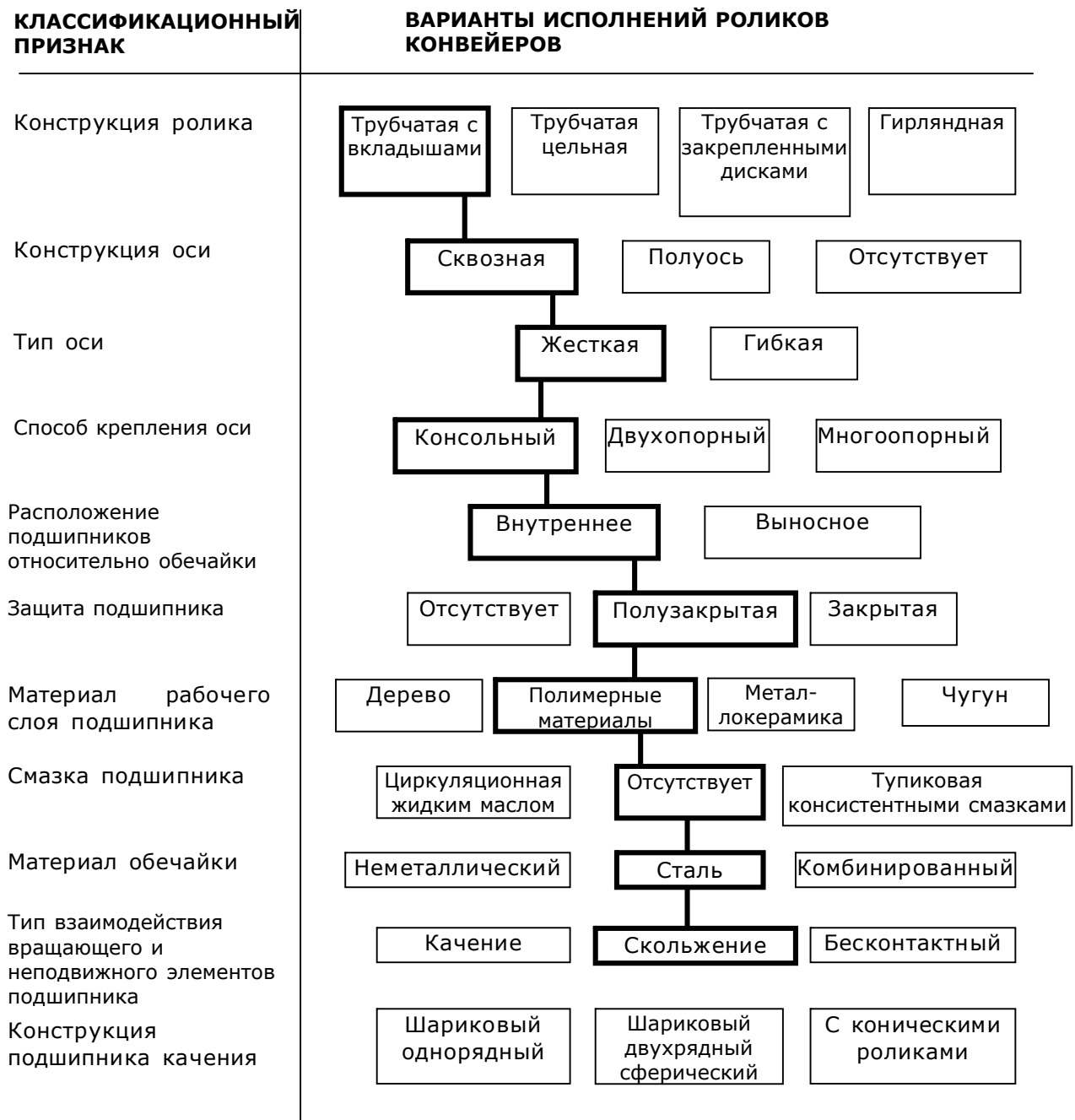


Рисунок 1 – Морфологическая карта роликов ленточных конвейеров

С целью значительного повышения долговечности подшипников и установления возможности эффективной замены в роликах шахтных ленточных конвейеров шарико- и роликоподшипников на подшипники скольжения при сохранении значений величин сопротивления вращению ролика равных или близких к аналогичному параметру, достигаемому в роликах с подшипниками качения, по заданию Минуглепрома Украины объединением «Донецкуглеремонт» с участием кафедры горнозаводского транспорта и логистики (ГЗТЛ) Донецкого национального технического университета были выпол-

нены научно-исследовательские и опытно-конструктивные работы по созданию роликов шахтных ленточных конвейеров с металлофторопластовыми втулками вместо подшипников качения. Конструкция ролика разработана на базе серийного ролика с подшипниками качения Краснолучского машзавода и представлена на рисунок 2.

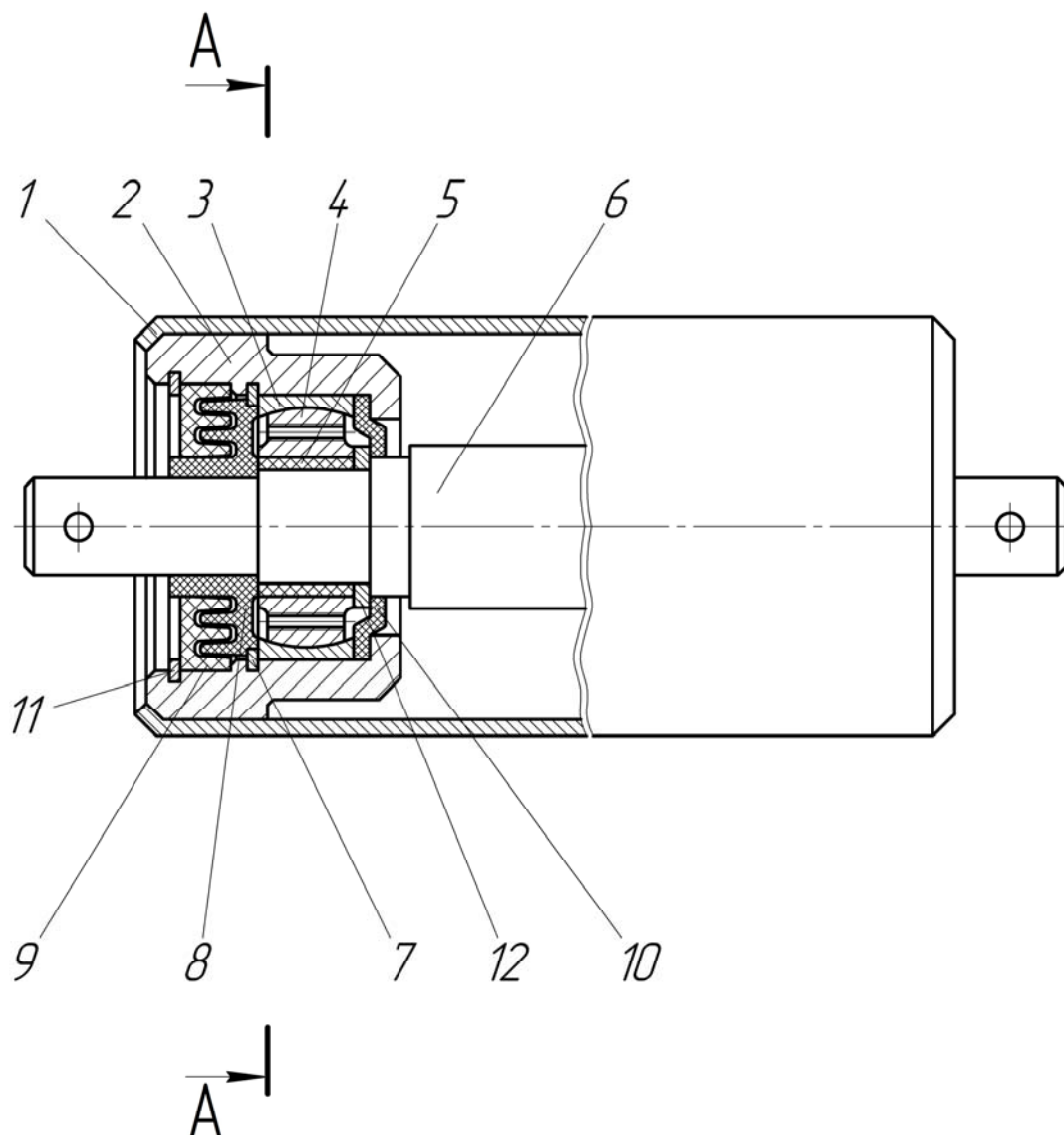


Рисунок 2 – Ролик ленточных конвейеров с металлофторопластовыми подшипниками скольжения

Ролик ленточных конвейеров включает цилиндрическую обечайку 1, с двух сторон которой предусмотрены стаканы 2 со сферическими кольцами 3, в которых размещены корпуса подшипников 4 с металлофторопластовыми втулками 5. Стаканы 2 завальцованы с обеих сторон обечайки. Сферическое кольцо 3 с корпусом подшипника закреплены в выемке стакана 2 с помощью пружинного кольца 7

и обеспечивает установку оси ролика в соосное положение относительно корпуса подшипника 4, пылезащитных колец 8 и 9, которые замыкаются стопорным кольцом 11. Между корпусом подшипника 4 и заплечиками оси 6 установлено кольцо 12 по посадке с натягом. Для снижения трудоемкости ремонта и повышения ремонтпригодности ролика боковая поверхность корпуса подшипника 4 имеет два резьбовых отверстия, в которые можно ввинчивать шпильки и демонтировать изношенный подшипник 4.

Ролик ленточного конвейера работает следующим образом.

Обечайка 1 приводится во вращательное движение конвейерной лентой. Крутящий момент от обечайки 1 передается стаканам 2, уплотнениям 9 с пружинными кольцами 11, сферическим кольцам 3, корпусам подшипника 4, металлофторопластовой втулки 5, которая позволяет им свободно оборачиваться вокруг оси 6 и уплотнений 8. При этом при желании смазывания подшипника масло удерживается во внутренних пространствах между уплотнениями 8,9 и защитным кольцом 12 и с другой стороны – пружинным кольцом 7. Это снижает осевые нагрузки на пылезащитные уплотнения 8, что обеспечивает их нормальную работу и снижает износ ролика.

Два отверстия в корпусе подшипника позволяют ввинчивать резьбовые шпильки и с их помощью демонтировать корпус подшипника 4 из стакана 2. Ресурс нового подшипника составляет примерно 10 тыс. часов, а возможность замены изношенного подшипника 4 – 5 раз обеспечат повышение ресурса ролика до 40 – 50 тыс.ч.

Опытная партия роликов в количестве 30 шт. имела 20 роликов с цилиндрической формой корпуса подшипника и 10 роликов по внешней поверхности корпуса подшипника имели бочкообразную форму. Контрольная партия состояла из 30 роликов с подшипниками качения. Все ролики маркировались в торце стаканов насечками.

Ролики опытной и контрольной партий также прошли обкатку в течение 16 часов, после чего были сняты данные о силе сопротивления вращению роликов и радиальным зазорам в подшипнике. Замеры проводились при частоте вращения шпинделя станка 375 об/мин, что соответствовало окружной скорости обечайки ролика 2,5 м/с. Радиальный зазор измерялся при помощи индикатора часового типа.

Приемочные испытания роликов проводились по методике приемочных испытаний, утвержденной ДонУГИ. Опытные и контрольные ролики были установлены на ленточном конвейере пород-

ного комплекса шахтоуправления «Донбасс» производственного объединения «Донецкуголь».

На момент работы приемочной комиссии ролики проработали 921 час, конвейером было перевезено 476 тыс. тонн породы. Чрезмерного нагрева и отказов роликов не выявлено. После завершения испытаний ролики были сняты с конвейера и в лаборатории ДонНТУ проведены повторные замеры контролируемых параметров, значения которых приведены в табл. 2.

Как видно из таблицы, опытные ролики с бочкообразной формой корпуса подшипника до начала испытаний имели сопротивление вращению более чем в 2 раза меньше, чем ролики с корпусами подшипников цилиндрической формы. После испытаний это соотношение составило 1,4. По нашему мнению это можно объяснить тем, что бочкообразная форма корпуса подшипника позволяет компенсировать неточности изготовления и монтажа, которые могут вызывать перекосы подшипников скольжения.

Таблица 2 - Результаты приемочных испытаний опытной партии роликов

Типа роликов	Сила сопротивления вращению роликов, приведенная к его обечайке, Н		Износ подшипников, мм
	до начала испытаний	в конце испытаний	
1. Опытные ролики с цилиндрической формой корпуса подшипника	20,5±0,82	9,05±1,3	0,062±0,009
2. Опытные ролики с бочкообразной формой корпуса подшипника	9,35±0,39	6,45±1,0	0,067±0,019
3. Опытная партия роликов в целом	16,8±0,56	8,18±0,95	0,064±0,009
4. Контрольная партия серийных роликов с подшипниками качения	14,1±2,8	6,92±1,0	0,047±0,010

Сопротивления вращению роликов с бочкообразной формой корпуса металлофторопластового подшипника скольжения соизмеримы с сопротивлениями вращению роликов с подшипниками качения. Это дает основание считать, что ленточный конвейер, оснащенный металлофторопластовыми подшипниками скольжения не даст

увеличения энергозатрат при одновременном увеличении ресурса ролика до 9000 часов (примерно большего в 5... 6 раз по сравнению с роликами с подшипниками качения).

Для повышения ремонтпригодности ролика в корпусе подшипника 3 были нарезаны по два резьбовых гнезда М4, в которые ввинчивались специальные шпильки для демонтажа изношенного корпуса подшипника и замены на новый.

Приемочная комиссия с участием представителей МакНИИ, Санстанции Калининского района г. Донецка и горнотехнической инспекции рекомендовала ролики с металлофторопластовыми подшипниками скольжения к промышленному применению в шахтах, опасных по газу и пыли.

Выводы.

1. Обоснована целесообразность применения металлофторопластовых подшипников скольжения в роликах роликоопор шахтных ленточных конвейеров вместо подшипников качения. При этом ресурс ролика увеличивается в 5...6 раз и составляет 10000 часов.
2. Конструкция ролика позволяет за счет резьбовых отверстий в корпусе подшипника производить многократную его замену, чем значительно повышает долговечность ролика до 50 тыс.ч. и ремонтпригодность ролика.
3. Так как на фторопластовом покрытии подшипника не возникает статическое электричество, то ролики с металлофторопластовыми подшипниками можно использовать в угольных шахтах опасных по газу и пыли.

Список источников

1. Барышев А.И., Будишевский В.А., Скляров Н.А. и др. Расчеты и проектирование транспортных средств непрерывного действия. Учеб. пособие для вузов, под ред. проф. В.А.Будишевского. – Донецк.: Изд-во «Норд-пресс», 2005.- 689 с.
2. Обоснование и расчеты параметров грузоподъемных машин: учебное пособие для вузов/А.И.Барышев, В.А.Будишевский, Н.А.Скляров, Ю.В.Жидков под общ. Ред. В.А.Будишевского. – Донецк: ГВУЗ «ДонНТУ», 2009. – 307 с.
3. Прохоров С.М. Исследования работоспособности роликов ленточных конвейеров и пути ее повышения. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Днепропетровск: ИГТМ УССР, 1980. –15с.
4. Лаповенко Н.А. Ленточные конвейеры на угольных карьерах. –Л.: Углетехиздат, 1953. – 231с. ционные материалы и покрытия на базе фторопласта-4 для сухого трения подшипников скольжения. –М.: НИИМАШ, 1971. –52с.

©В.Н.Скляров. 2017

УДК 622. 232. 71

Е.Н. Бойко, к.т.н., доцент
Донецкий национальный технический университет

РАЗРУШЕНИЕ ПЛАСТА ОСТРЫМ РЕЖУЩИМ ИНСТРУМЕНТОМ

В работе определены некоторые параметры разрушения угольного массива острым режущим инструментом, определен характер разрушения угольного массива, как серийно выпускаемым режущим инструментом, так и режущим инструментом с рабочей боковой гранью, рассмотрено формирование силы на передней грани резца, определен закон распределения вероятностей длины скола угольного массива, определено, что разрушение части пласта (образующегося межщелевого целика) рабочей боковой гранью происходит путем создания в нем напряжения сдвига, предельная величина которого на порядок меньше предельной величины напряжения сжатия. Показано, что разрушение пласта, очистными комбайнами, исполнительные органы которых оснащены резцами с рабочей боковой гранью (резцы типа ЗРБ2-80Л(П)), также характеризуется сложным пространственным движением резца. При этом как параметры режущего инструмента, так и параметры разрушения пласта не остаются постоянными в процессе разрушения. Рабочими же гранями режущего инструмента в этом случае являются уже три грани – передняя, задняя и боковая – левая или правая в зависимости от направления навивки лопастей шнека. При этом разрушение пласта производится путем создания в уступе, толщина которого равна толщине среза (стружки), напряжения сжатия и доведения его до предельной (или допускаемой) величины, т.е. разрушение части массива пласта, равной толщине среза, производится путем раздавливания его передней гранью резца.

Ключевые слова: разрушение, пласт, боковая грань, рабочая грань, режущий инструмент, пространственное движение, разрушение пласта, толщина среза.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Режущий инструмент, улучшающий сортовой состава угля – перспективное направление в угольном машиностроении. Режущий инструмент, отличающийся от серийного тем, что конструктивно имеет боковые грани, позволяет производить разрушение угольного массива путем создания в нем сложного объемного комбинированного напряженного состояния, которое сочетает в себе напряжения сжатия и сдвига и доведения этих напряжений до предельной величины. Таким образом, разрушение угольного массива производится путем его раздавливания передней гранью режущего инструмента. При этом на-

пряжения сжатия в угольном массиве создаются передней и задней гранями, а напряжение сдвига – рабочей боковой гранью. Разработанный режущий инструмент с рабочей боковой гранью отличается от режущего инструмента существующей конструкции одной принципиальной особенностью, а именно: разрушение пласта производится путем создания в его массиве сложного объемного комбинированного напряженного состояния, сочетающего напряжения сжатия и сдвига. При этом напряжения сжатия в массиве создаются теми же передней и задней гранями, напряжение сдвига – рабочей боковой гранью. Поэтому процессы, происходящие при разрушении угольного массива острым режущим инструментом, являются достаточно сложными и требуют своего разрешения при рассмотрении целого ряда вопросов, связанных с добычей угля резцами с рабочей боковой гранью.

Анализ исследований и публикаций. Многие исследования, касающиеся разрушения углей, посвящены непосредственно процессам, происходящим в угольном массиве при разрушении его стандартным режущим инструментом, происходящим в разрушаемом массиве [2, 3]. Разрушение угольного массива режущим инструментом с рабочей боковой гранью рассматривалось весьма ограничено и применительно к стандартному режущему инструменту. В вопрос по разрушению угольного массива режущим инструментом с рабочей боковой гранью были внесены соответствующие коррективы.

Постановка задачи. Режущий инструмент с рабочей боковой гранью на исполнительном органе очистного комбайна должен располагаться таким образом, чтобы его рабочая боковая грань находилась со стороны вновь обнаженной поверхности, образованной впереди расположенным резцом.

При этом резцы существующей конструкции и резцы с рабочей боковой гранью составляют кутковую группу резцов, а их расположение должно быть таким, чтобы создавалась начальная дополнительная обнаженная поверхность. В качестве режущего инструмента для создания этой поверхности используется режущий инструмент существующей конструкции или аналогичный ему по конструкции и параметрам.

Разрушение угольного массива исполнительным органом, оснащенным режущим инструментом с рабочей боковой гранью, может производиться как по схеме последовательного, так и шахматного реза.

Изложение материала и результаты. Режущий инструмент очистных комбайнов является тем их элементом, который непосредственно контактирует с пластом, производя его разрушение. При этом следует отметить, что разрушение пласта происходит в силовом режиме (усилие, формирующееся на резце, достигает несколько сот Ньютонов) при скорости около 3 м/с.

В основу современного представления о разрушении массива пласта режущим инструментом положена концепция формирования в месте контакта резца с массивом мелкодисперсного уплотненного ядра (зона I, рисунок 1), выполняющего роль клина, и первоначальное смещение небольших по величине частиц угля вдоль плоскости передней грани резца при его перемещении с последующим сколом относительно большей части угля.

Вероятно, это соответствует действительному характеру разрушения при линейном перемещении резца в направлении вектора скорости резания и нулевой подачей, т.е. при отсутствии перемещения резца в направлении вектора скорости подачи. Кроме того, для обеспечения смещения небольших частиц угля относительно передней грани резца последняя должна быть расположена так, чтобы угол наклона ее к плоскости вектора скорости резания был меньше, или, по крайней мере, не превышал 90^0 . В противном случае или при отрицательном угле передней грани резца намного ухудшаются условия для смещения указанных частиц угля вдоль передней грани.

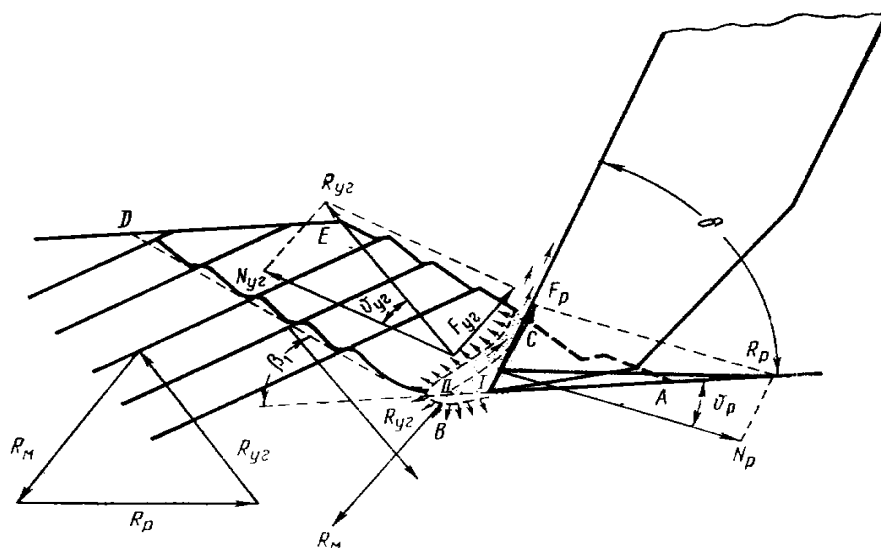


Рисунок 1 – Схема разрушения пласта одиночным резцом при поступательном его перемещении

Указанный характер разрушения угля принят многими исследователями и повторяется, когда затрагивается вопрос о разрушении

угольных пластов режущим инструментом горных машин. Многочисленные наблюдения автора статьи за работой очистных комбайнов в реальных условиях, в том числе и за разрушением пластов угля и антрацита, результаты специальных тензометрических исследований сил, формирующихся на гранях резца, и сопоставляя их с износом режущего инструмента, позволили установить положения, несколько отличающиеся от общепринятых.

Действительно, тензометрические исследования процесса разрушения массива угля, точнее, углецементного блока с регистрацией мгновенных значений сил, формирующихся на гранях практически острого одиночного резца радиального типа (резец типа ЗР4-80) подтвердили «скольный» характер его разрушения, рисунок 2.

Из приведенного фрагмента осциллограммы можно установить характер разрушения массива. Нарастание силы, формирующейся на передней грани резца, с резким последующим ее спадом практически до нуля при достижении определенной величины свидетельствует о разрушении этого массива путем отделения от него «отдельностей», которые названы «сколами».

Распределение вероятностей длины скола по данным статистической обработки осциллограмм необходимой длительности не противоречит закону Вейбулла (коэффициент согласия Пирсона – не менее 0,65), рисунок 3, аналитическое выражение которого имеет вид

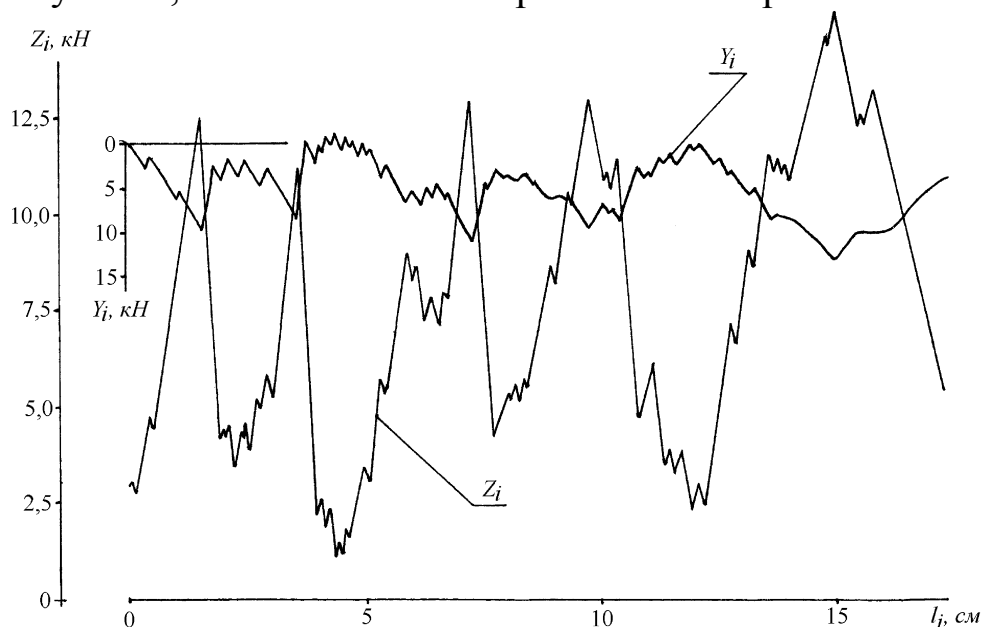


Рисунок 2 – Фрагмент осциллограммы сил, формирующихся на остром одиночном резце радиального типа при разрушении углецементного блока:

Z_i – сила на передней грани, Y_i – сила на задней грани, l_i – путь, пройденный резцом

$$\varpi(l_i) = b/a [(l_i - c)/a]^{b-1} \exp\{-[(l_i - c)/a]^b\}, \quad (1)$$

где a, b, c – параметры распределения, учитывающие масштаб, форму и сдвиг кривой распределения, l_i – длина скола массива

Из приведенного на Рисунок 4 фрагмента осциллограммы сил, формирующихся на гранях острого резца с рабочей боковой гранью, видно, что разрушение массива и этим резцом производится аналогично, как и резцом серийно изготавливаемым, т.е. без рабочей боковой грани – сколами.

Распределение вероятностей длины скола по данным статистической обработки осциллограмм необходимой длительности и в этом случае не противоречит закону Вейбулла (коэффициент согласия Пирсона – не менее 0,57), аналитическое выражение которого имеет вид

$$\varpi(l_{ci}) = b_c / a_c [(l_{ci} - c_c) / a_c]^{b_c-1} \exp\{-[(l_{ci} - c_c) / a_c]^{b_c}\}, \quad (2)$$

где a_c, b_c, c_c, l_{ci} – величины, имеющие тот же, что и в выражении (1), физический смысл.

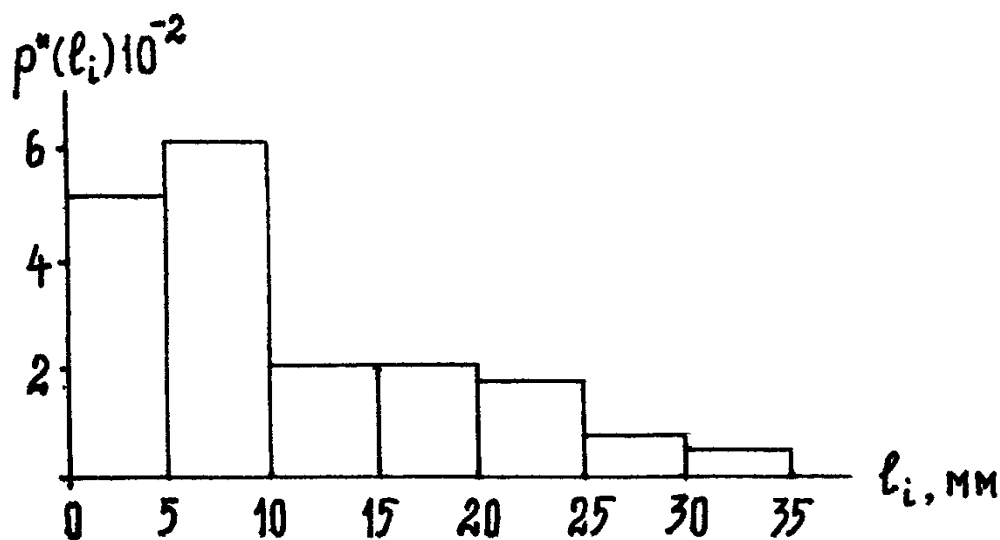


Рисунок 3 – Гистограмма распределения длины скола массива

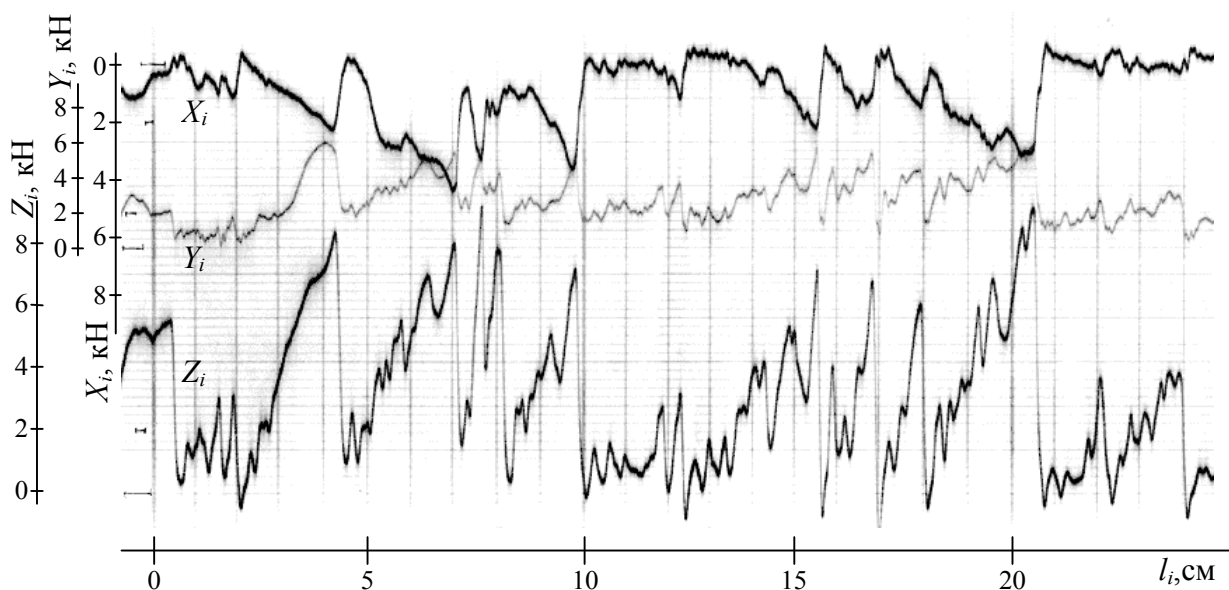


Рисунок 4 – Фрагмент осциллограммы сил, формирующихся на остром одиночном резце с рабочей боковой гранью:

Z_i , Y_i , X_i – силы, соответственно, на передней, задней и рабочей боковой гранях, l_i – путь, пройденный резцом

Характерной же особенностью разрушения пласта современными очистными комбайнами является тот факт, что режущий инструмент находится в сложном пространственном движении: вращательное со скоростью резания, поступательное со скоростью перемещения комбайна и колебательное (поворотное), частота которого обуславливается частотой формирующегося внешнего возмущения и параметрами подвески, Рисунок 5.

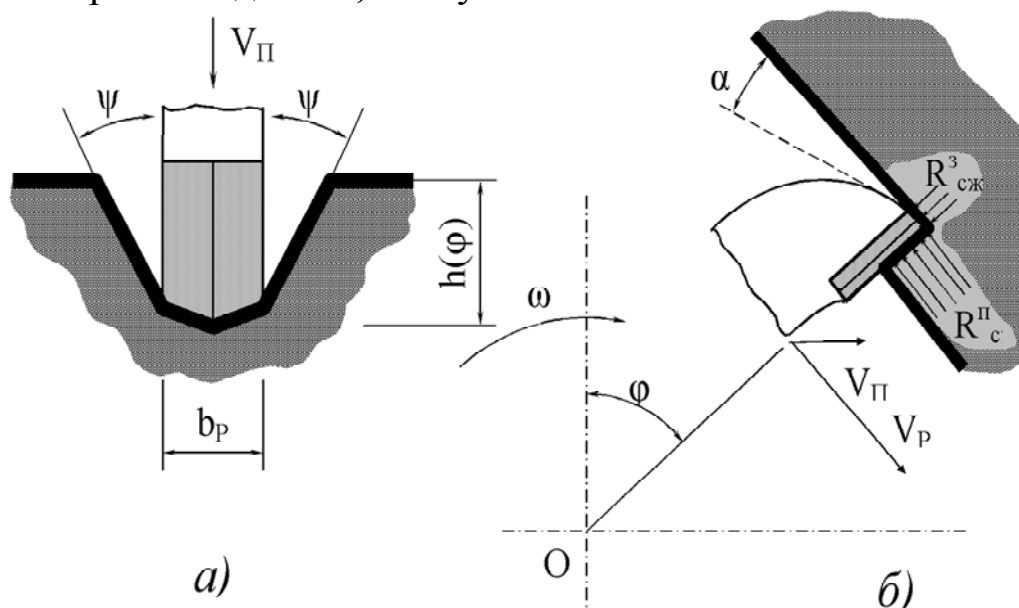


Рисунок 5 – Схема разрушения пласта одиночным резцом при вращательном и поступательном его движениях

Колебательное движение рабочего органа у современных очистных комбайнов обусловлено его подвеской на подвижной рукояти – корпусе редуктора привода – и удержания или подъема (опускания) органа путем поворота корпуса с помощью гидравлического домкрата. При таком характере движения режущего инструмента параметры разрушения пласта и в первую очередь толщина среза, а также действительные углы (задний угол, угол резания) резца будут переменными даже в одном акте взаимодействия режущего инструмента с разрушаемым пластом, т.е. в одном резе.

Эти параметры будут переменными от реза к резу и в общем случае, являются случайными величинами.

Тем не менее, несмотря на сложность процесса взаимодействия резца с разрушаемым пластом и случайный его характер, в нем можно выделить основное, характерное для принятого разрушения пластов положение – создание в массиве пласта напряжения сжатия. Другими словами, разрушение пласта режущим инструментом современных очистных комбайнов производится путем раздавливания угля в части пласта с параметрами, равными толщине среза. Следует также отметить, что напряжения сжатия из-за сложного движения резца создаются и в той части массива пласта, которая прилегает к задней его грани, и которая остается практически не разрушенной за исключением тех случаев, когда происходят так называемые «выколы», заходящие вглубь пласта.

Применительно к рассматриваемой задаче, не нарушая общности, колебательное движение режущего инструмента может быть опущено. В этом случае взаимное изменение векторов скоростей резания и перемещения от коллинеарных при входе (выходе) резца в контакт (из контакта) с массивом пласта до компланарных в так называемой диаметральной плоскости, обуславливает серпообразный вид сечения среза, а толщина стружки (среза) в радиальном направлении или толщина стружки, как функция угла поворота органа, в общем случае описывается выражением

$$h(\varphi_i) = h_{max} \sin \varphi_i + D/2 [1 - (1 - \delta^2 \cos^2 \varphi_i)^{1/2}], \quad (3)$$

где h_{max} - максимальная толщина среза (стружки) или толщина среза (стружки) в диаметральной плоскости, φ_i - угол места положения i -го резца на дуге резания, D - диаметр рабочего органа по вершинам резцов, δ - отношение толщины среза (стружки) к диаметру рабочего органа,

$$\delta = 2h_{max}/D.$$

Из приведенного выражения следует: при малых δ , что и имеет место практически для всех рабочих органов очистных комбайнов, с достаточной для инженерных расчетов точностью и понимания физической сущности протекающих процессов разрушения пласта, толщина среза (стружки) в радиальном направлении примет может быть представлена в виде

$$h(\varphi_i) = h_{max} \sin \varphi_i. \quad (4)$$

Из (4) следует, что толщина среза (стружки), как функция угла поворота резца, – величина переменная и изменяется от 0 при $\varphi_i = 0$ и $\varphi_i = \pi$ (соответственно, входе (выходе) резца в контакт (из контакта) с пластом) до h_{max} при $\varphi_i = \pi/2$ (в так называемой диаметральной плоскости). Поэтому процесс разрушения пласта при сложном движении режущего инструмента, таком характере среза (стружки) и принятых параметрах резца представляется следующим образом. При входе (выходе) резца в контакт (из контакта) с пластом рабочей гранью будет, вероятнее всего, задняя его грань, которой резец трется по не разрушенной части пласта, и на ней формируется усилие, обусловленное прочностными свойствами угля, в частности, его напряжением сжатия. При этом толщина среза (стружки) равна нулю или близка к нулю. Поэтому в этой части пласта будут образовываться лишь мелкодисперсные фракции угля, размер которых близок к нулю. Кроме того, в этой части пласта происходит разрушение, точнее, истирание задней гранью резца его витрено-фюзеновых ингредиентов – пылеобразующие составляющие угля. По мере поворота резца толщина среза (стружки) увеличивается, образуя уступ толщиной, равной расстоянию между предыдущей и последующей траекторией резца, Рисунок 5, Рисунок 6.

И на этот уступ резец воздействует (давит) своей передней гранью, создавая в этой части пласта напряжение сжатия. Разрушение уступа произойдет в момент достижения в нем напряжением сжатия величины равной или больше допустимой, т.е. предельной величины. При этом сформировавшееся усилие на передней грани резца уменьшится и возможно до нуля, затем процесс повторится. Описанный процесс разрушения пласта по анализу мгновенных значений сил, полученных экспериментально путем их тензометрирования, не противоречит действительной его картине.

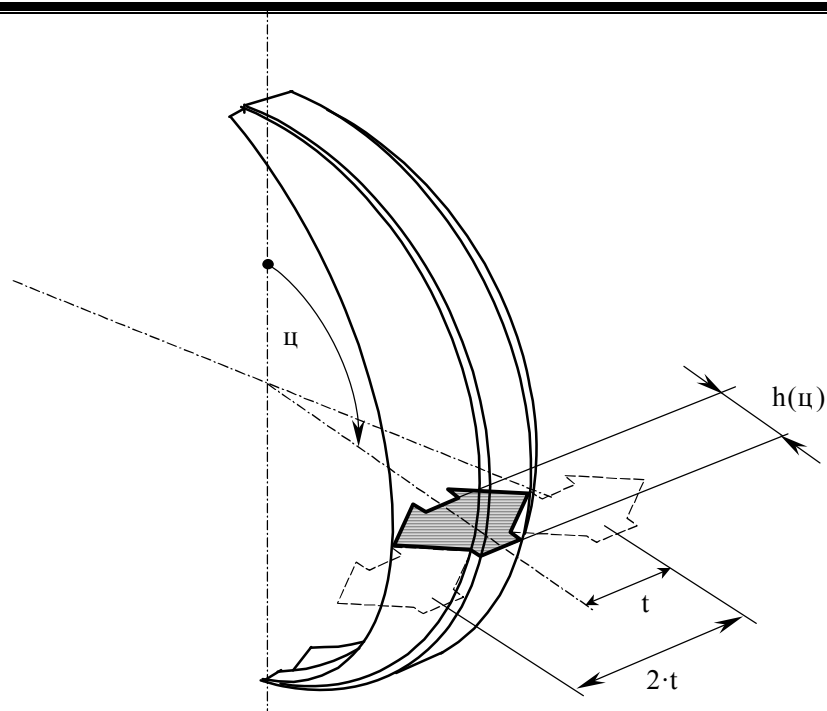


Рисунок 6 – Характер разрушения пласта острым резцом

Учитывая, что структура пласта не является монолитной, испещрена трещинами и является слоистой, состоящей из указанных выше четырех ингредиентов, разрушение пласта передней гранью резца представляет собой раздавливание этих слоев при анизотропных их свойствах.

Косвенным подтверждением сказанного служит многократное наблюдение автором разрушения пласта рабочим органом комбайна в реальных условиях. Разрушение пласта происходит при звуковом сопровождении – «выстрелами» с последующим разлетом разрушенного угля различной кусковатости и так, что возле комбайна напротив рабочего органа без специальной защиты находиться не возможно. Поэтому машинисты комбайнов всегда следуют за ними немного отставая от комбайнов, точнее, никогда не находятся против рабочего органа, либо находятся несколько впереди комбайна.

Образующийся при этом развал борозды резания, угол которого обусловлен, согласно [2], физико-механическими, прочностными параметрами угля и толщиной среза (стружки), практически «выводят» из контакта с массивом боковые грани резца. Поэтому рабочими гранями резцов существующей конструкции (резцов типа ЗР4-80) практически являются передняя и задняя грани.

Образующееся при этом большое количество мелкодисперсного угля (пыли) объясняется его витрено-фюзеновыми ингредиентами,

которые и являются источниками пыли – мелкодисперсными составляющими разрушенного угля.

Кроме того, износ режущего инструмента радиального типа, происходит по задней грани, а не по передней. Это свидетельствует о том, что по передней грани относительного движения мелких фракций угля из уплотненного ядра зоны I, Рисунок 1, не происходит. Не может быть, чтобы абразивная среда, какой является и угольная пыль, двигаясь вдоль передней грани, не истирала бы ее. Здесь либо эта мелкодисперсная зона угля перед передней гранью резца не образуется, либо нет его (угля) перемещения.

Таким образом, механическое разрушение пласта, являясь основным видом при добыче угля современными очистными комбайнами, исполнительные органы которых оснащены радиальными резцами существующей конструкции (резцы типа ЗР4-80), характеризуется сложным пространственным движением резца. При этом как параметры режущего инструмента, так и параметры разрушения пласта не остаются постоянными в процессе разрушения. Рабочими гранями режущего инструмента являются практически только две грани – передняя (основная разрушающая грань) и задняя (создающая в не разрушенной части массива пласта напряжение сжатия и является дополнительным источником только мелкодисперсной составляющей добытого угля). Боковые грани резца практически не участвуют в процессе разрушения пласта. Разрушение пласта производится путем создания в уступе, толщина которого равна толщине среза (стружки), напряжения сжатия и доведения его до предельной (или допускаемой) величины, т.е. разрушение части массива пласта, равной толщине среза, производится путем раздавливания его передней гранью резца. При этом из-за сложного, в том числе и поступательного движения резца в пласте задней его гранью также создается напряжение сжатия в не разрушенной части пласта. Разрушение угля в этой части представляет собой истирание, в т.ч. и его витрено-фюзеновых ингредиентов – пылеобразующих составляющих угля. Следовательно, разрушение пласта радиальными резцами существующей конструкции производится более (по сравнению, например, со сдвигом) энергоемким способом.

Отличительной особенностью резцов с рабочей боковой гранью является тот факт, что одна из боковых граней (левая или правая) является рабочей, Рисунок 7.

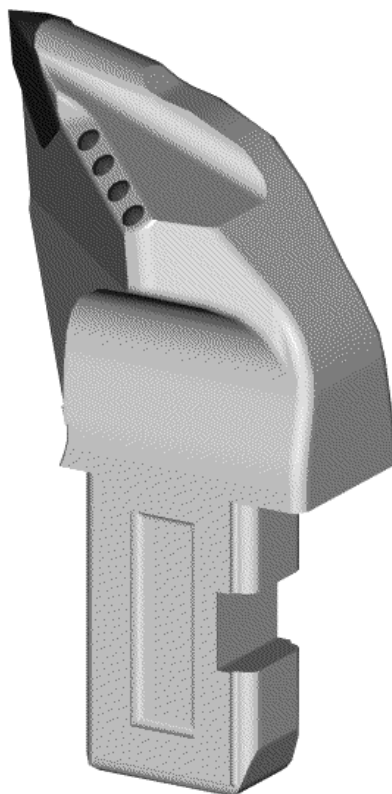


Рисунок 7 - Вид резца с рабочей боковой гранью

Для этих, как и для радиальных резцов существующей конструкции, характер изменения толщины среза (стружки) – серпообразный. По мере поворота резца и увеличения толщины среза (стружки) в радиальном направлении вступает в работу его боковая (правая или левая) грань. При этом передняя и задняя грани резца, вступая в контакт с пластом, создают в нем напряжения сжатия подобно тому, как это происходит и у резцов существующей конструкции, а боковая грань – напряжение сдвига (разрыва). При достижении напряжением сжатия предельной величины происходит разрушение указанного выше уступа передней гранью, а боковая рабочая грань резца приведет разрушение и межщелевого целика, Рисунок 8.

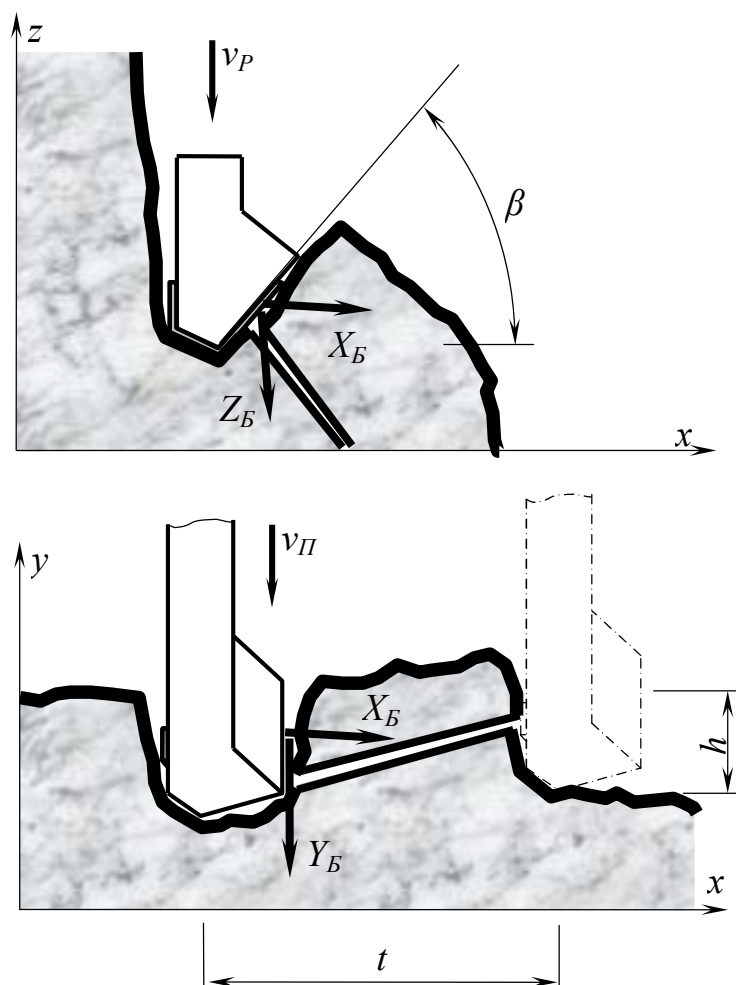


Рисунок 8 - Схема разрушения угля резцом с рабочей боковой гранью

Из этого следует, что при разрушении пласта резцами с рабочей боковой гранью усилия формируются уже на трех его гранях – передней, задней и рабочей боковой грани. Но разрушение части пласта (образующегося межщелевого целика) рабочей боковой гранью происходит путем создания в нем напряжения сдвига, предельная величина которого для горных пород, в том числе и угля на порядок меньше предельной величины напряжения сжатия. Поэтому суммарные затраты энергии на разрушения пласта этими резцами будут значительно меньшими по сравнению с затратами энергии резцами существующей конструкции. Площадь среза, как один из основных показателей, определяющих удельные затраты энергии, значительно увеличивается, а удельные затраты энергии на разрушения пласта – уменьшаются. При этом, следует полагать, количество пыли (мелкодисперсной составляющей) на единицу объема разрушенного угля уменьшится, а сортовой (гранулометрический) состав

добытого угля улучшится – увеличится объем крупных фракций угля.

Проведенные экспериментальные исследования по улучшению сортового состава угля комбайнами, рабочие органы которых были оснащены резцами с рабочей гранью, в среднем около 2-х раз (от 1,5 до 2,8 раза в зависимости от класса) улучшился.

Таким образом, разрушение пласта, очистными комбайнами, исполнительные органы которых оснащены резцами с рабочей боковой гранью (резцы типа ЗРБ2-80Л(П)), также характеризуется сложным пространственным движением резца. При этом как параметры режущего инструмента, так и параметры разрушения пласта не остаются постоянными в процессе разрушения. Рабочими же гранями режущего инструмента в этом случае являются уже три грани – передняя, задняя и боковая – левая или правая в зависимости от направления навивки лопастей шнека. Разрушение пласта производится путем создания в уступе, толщина которого равна толщине среза (стружки), напряжения сжатия и доведения его до предельной (или допускаемой) величины, т.е. разрушение части массива пласта, равной толщине среза, производится путем раздавливания его передней гранью резца. При этом из-за сложного, в том числе и поступательного движения резца в пласте задней гранью резца также создается напряжение сжатия в не разрушенной части пласта. Разрушение угля в этой части представляет собой истирание, в т.ч. и его витрено-фюзеновых ингредиентов – пылеобразующих составляющих угля. Боковая грань производит разрушение межщелевого целика путем сдвига. При этом площадь среза увеличивается примерно в 2 раза. Следовательно, разрушение пласта в этом случае производится при значительно меньших (примерно в 2 раза) удельных затратах.

Выводы и направления дальнейших исследований. Таким образом, из изложенного выше следует: угольный пласт – это сложная полосчатая витрено-фюзено-дюрено-клареновая структура, содержащая породные и углистые прослойки и твердые минеральные включения и находящаяся в напряженном состоянии под давлением вмещающих его пород, массив пласта испещрен трещинами экзо- и эндогенного характера. Последние обуславливают появление в массиве пласта так называемых кливажных трещин и струение лавы при его отработке.

Разрушение пласта одиночным резцом существующей конструкции и с рабочей боковой гранью по всем рабочим граням произ-

водится сколами, величина которых обуславливается, в первую очередь, для резцов существующей конструкции – толщиной среза (стружки), для резцов с рабочей боковой гранью – и расстоянием от рабочей боковой грани до свободной поверхности.

Длина скола с большей вероятностью принимает значения ближе к размерам мелких фракций угля (13, 18 мм) для резцов существующей конструкции и к размерам больших фракций для резцов с рабочей боковой гранью. При этом абсолютные значения этой вероятности для резца с рабочей боковой гранью больше.

Список источников

1. Статистические и аналитические материалы Минуглепрома Украины. http://www.mvp.gov.ua/mvp/control/uk/hublish/category?cat_id=52294.
2. Позин Е.З. Сопротивляемость углей разрушению режущими инструментами. М., Наука, 1972. – 240 с.
3. Протодьяконов М.М. Исследование хрупкости и пластичности углей. В кн. «Разрушение углей и пород». М., Углетехиздат, 1968. – с. 3 – 10.

© Е.Н. БОЙКО, 2017

УДК 626.823.4

В.А. Панов, инженер

Донецкий национальный технический университет

ОДНОМЕРНАЯ МОДЕЛЬ ОПТИМАЛЬНОГО СТРУЙНОГО АППАРАТА И ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТИ

Значительные численные и экспериментальные анализы были посвящены пониманию разнообразия режимов течения, присутствующих в струйных аппаратах с установившимся потоком. Определенные режимы в большей степени способствуют достижению высокой производительности (то есть высоким коэффициентам присоединения). В частности, считается, что отношение присоединения является самым высоким, когда присоединяемый поток достигает заторможенного состояния в зоне смешивания. Кроме того, режим расширения подающего сопла (недорасширенного, совершенно или перерасширенного), по-видимому, влияет на производительность. В данной работе предлагается метод моделирования струйного аппарата оптимальной геометрии, спроектированного на расчётный режим течения. Затем определяются условия эксплуатации, которые максимизируют эффективность струйного аппарата, в частности, эффективность обратного коэффициента присоединения. Эффективность струйного аппарата оказывается самой высокой при низких степенях сжатия и при малых значениях отношения давлений. Однако при более низких степенях сжатия оптимальная площадь смесительной камеры становится большой по отношению к площади горловины рабочего сопла.

Ключевые слова: эффективность СА, коэффициент присоединения, одномерная модель, совершенное расширение

Струйные аппараты (далее – СА) представляют собой устройства для сверхзвуковой индукции потока, используемые для создания вакуума или сжатия текучей среды.

Одним из распространённых применений СА является извлечение неконденсируемых газов из пароконденсаторов. Рабочие условия СА в процессах генерации вакуума и сжатия существенно различаются. При создании вакуума степень сжатия СА очень велика, в то время как отношение массового расхода присоединяемого к движущей текучей среде (называемое коэффициентом присоединения) очень велико. В приложениях сжатия степень сжатия низкая, в то время как коэффициент присоединения высокий. Коэффициенты сжатия также различаются между приложениями сжатия.

При применении как компрессора эффективность СА имеет большое значение, так как она диктует необходимость ввода энергии

(или, вернее, входной сигнал эксергии), необходимой для работы СА. Эта эффективность сравнивает коэффициент присоединения реального СА с обратимым процессом с теми же входными текучими состояниями и тем же самым выходным давлением.

Важно отметить, что не только коэффициент присоединения является показателем качества конструкции или производительности СА. Его геометрия и условия эксплуатации способствуют повышению эффективности. Это и есть цель настоящей работы. Вначале определены возможные режимы потока в СА с постоянным потоком, которые наиболее благоприятствуют высокой эффективности, затем обсуждается, как СА оптимальной геометрии может быть смоделирован с использованием одномерной теории, а в конце, где в качестве параметров используются условия на входе в текучую среду и давление на выходе из СА, определены условия эксплуатации, обеспечивающие наивысшие значения эффективности. Таким образом, фокусируя внимание на эффективности, а не только на коэффициенте присоединения, предоставлено новое понимание оптимизации проектирования СА.

Одним из важных соображений при анализе и проектировании СА является разнообразие режимов потока, которые возможны в зависимости от условий эксплуатации и геометрии СА. Чтобы спроектировать СА для максимальной эффективности, нужно уметь определять благоприятные режимы потока. Для понимания режимов течения СА можно описать коэффициент присоединения в терминах условий на входе в текучую среду, разряженного давления, площади горловины сопла движущей текучей среды и области смесительной камеры.

Во-первых, учтено влияние рабочих условий на СА фиксированной геометрии, а во-вторых, влияние геометрии СА на коэффициент присоединения СА с фиксированными условиями эксплуатации.

Область горловины движущей текучей среды, площадь камеры и входной поток и полученные состояния текучей среды на входе в СА фиксированы. Теперь можно описать три различных режима:

1. Реверсированная область течения – сброшенное давление слишком велико, чтобы обеспечить присоединение. Поток через сходящееся-расходящееся сопло перераспределяется, что приводит к скачкам сжатия. Движущаяся текучая среда частично направлена обратно через впуск присоединяемой жидкости.

2. Недросселированное присоединение – выходное давление падает, что приводит к ослаблению скачков сжатия на выходе сопла движущей текучей среды.

3. Критическая работа – выходное давление достигает равенства, что позволяет снизить давление вверх по течению и привести к ускорению присоединяемого потока до звуковой скорости в зоне перемешивания.

4. Заторможенный поток – движущаяся жидкость запирается в горловине сопла движущей текучей среды, и присоединённый поток остается зажатым в зоне перемешивания.

Важное обстоятельство, которое следует извлечь из этого анализа, состоит в том, что присоединяемый массовый расход является постоянным, так как давление на выходе падает ниже критического. Поскольку давление присоединяемой жидкости поддерживается постоянным на входе, это может означать только то, что эффективная площадь поперечного сечения, при которой происходит запирание в зоне смешения, должна быть постоянной для фиксированных условий впуска и геометрии СА.

Рассматривая фиксированные входные текучие состояния и фиксированное выходное давление, можно выделить три режима, которые зависят от геометрии СА.

1. Перерасширенный поток. Рабочие условия, при которых активный и присоединяемый поток зажимаются в горловине рабочего сопла и в смесительной камере, соответственно. Соотношение между зоной горловины сопла камеры и двигателем невелико.

2. Совершенно расширенный поток – давление в поперечном сечении падает, как и давление выше по потоку. Скачки сжатия ниже по течению ослабевают, пока они не прекращают существовать, когда сопло совершенно расширяется. Эффективная площадь потока присоединяемой жидкости увеличивается, как и коэффициент присоединения.

3. Недорасширенный поток. Активная струя распространяется на выходе из подающего сопла, ограничивая площадь потока присоединяемой жидкости.

Используя эти знания, можно построить одномерную модель СА, которая фиксирует эффективность оптимального СА. В сочетании с определением эффективности эта модель может быть использована для определения условий работы СА, обеспечивающих высокую эффективность.

По мере снижения коэффициента сжатия коэффициент присоединения оптимального СА увеличивается с большей скоростью, чем

обратный коэффициент присоединения, что приводит к повышению эффективности. Между тем, по мере того, как степень сжатия падает, оптимальное отношение площади смесительной камеры к горловине СА увеличивается для обеспечения большей скорости потока присоединяемого потока.

Эффективность СА менее чувствительна к коэффициенту давления подачи СА, чем степень сжатия. По мере увеличения отношения давления во вдавливании увеличивается также коэффициент площади СА, что приводит к увеличению размеров.

Влияние соотношения температуры на входе: эффективность СА достигает максимума при входном температурном отношении чуть выше единицы. Это та точка, где разность температур между рабочим и присоединённым потоками на выходе сопла минимальна. Кроме того, отношение площади СА нечувствительно к отношению температуры на входе.

Выводы

Используя простую модель оптимального СА, было проведено параметрическое исследование для определения рабочих условий, способствующих его высокой эффективности. Этот оптимальный СА сконструирован таким образом, что факел движущей текучей среды совершенно расширяется и присоединяемая жидкость запирается на входе в секцию смешивания постоянного участка. Из параметрического исследования делается вывод:

- Эффективность оптимального СА является самой высокой при проектировании для условий низкой степени сжатия и низкого отношения давления.
- При низких коэффициентах сжатия отношение площадей секции смешивания к горловине движущегося сопла увеличивается, указывая, что требуемый размер СА увеличивается.
- По мере увеличения отношения давления в сопле увеличивается требуемый размер СА.
- Оптимальное соотношение входной температуры потоков, по-видимому, существует при фиксированных входных и выходных давлениях, хотя соотношение площадей СА нечувствительно к входному температурному соотношению.

Список источников

1. Макговерн Р.К., Нараян Г.П., Зубайр С.М., Ленхард В. Дж., Анализ обратимых эжекторов и определение эффективности эжектора. *Международный журнал теплофизики* 2012; 54: с.153-166.
2. Бартошвич И., Айдоун З. Численные и экспериментальные исследования сверхзвуковых эжекторов, *Международный журнал по теплу и потоку жидкости*. 2005; 26: с.56-70.

СОДЕРЖАНИЕ

Р.И. Божко, А.П. Кононенко

Обоснование применения нагнетательных эрлифтных установок.....4

Р.И. Рыбалко, Г.Э. Неюс

Исследование процесса взаимодействия воздушных струй и формирования потока аэросмеси в загрузочном устройстве.....14

С.В. Солёный, О.Я. Солёная, А.Ю. Овчинников

Последствия воздействий импульсных перенапряжений на электронные устройства 19

В.А. Пенчук, В.В. Константиненко

Энергосберегающие технологии погружения винтовых свай.....25

К.Ю. Усенко, Т.А. Устименко, С.В. Дубинин

Разработка мехатронного блока механизма ударно-струйного разрушения.....30

С.П. Еронько, М.Ю. Ткачев,

Новая установка для вентиляции карьеров.....38

Р.А. Рызык, Е.В. Ошовская, В.А. Сидоров

Обзор конструкций скиповых лебёдок доменной печи.....45

Т.П. Мищенко, Д.В. Хананов, А.Я. Грудачев

Математическая модель процесса нагрева конвейерной ленты в аварийном режиме при полной пробуксовке ее на концевом барабане шахтного ленточного конвейера50

Д.А. Масленников,

Моделирование процессов горения в двигателях внутреннего сгорания.....56

А.К. Арсубиев, О.А. Геммерлинг Определение рациональных параметров гидроимпульсной установки.....	64
В.Н. Скляр Ролик ленточных конвейеров нового технического уровня повышенной долговечности и ремонтпригодности.....	68
Е.Н. Бойко Разрушение пласта острым режущим инструментом.....	76
В.А. Панов Одномерная модель оптимального струйного аппарата и параметрическое исследование его эффективности	90
Содержание	94

Горная энергомеханика и автоматика:
материалы XVII Международной
научно-технической конференции,
21-23 ноября 2017г., Донецк

Ответственный за выпуск: докт. техн. наук, проф. А.П. Кононенко

Компьютерный набор, верстка и оформление:
канд. техн. наук, доц. О.А. Геммерлинг

Адрес редакционной коллегии:
г. Донецк, ул. Артема 58, ДонНТУ,
каф. «Энергомеханические системы».

Подготовлено в печать: г. Донецк, ул. Артема 58, ДонНТУ,
1-ый учебный корпус, ауд. 1.119, тел. (062) 301-07-24
E-mail: ems@fimm.donntu.org