

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ



ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ФАКУЛЬТЕТ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кафедра "Энергомеханические системы"

Материалы

*X международной научно-технической
студенческой конференции*

**"МЕХАНИКА
ЖИДКОСТИ И ГАЗА"**

1 – 2 декабря 2011 г.

Донецк

УДК 622.232.72

Механика жидкости и газа / Материалы X Международной научно-технической студенческой конференции. - Донецк: ДонНТУ, 2011.— 150 с.

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

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Главный редактор – зав. каф. «Энергомеханические системы» Н.Г.Бойко.

Зам. гл. редактора – С.А.Селивра.

Ответственный секретарь выпуска В.В. Грач

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ:

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

А.В. Баев студент
Ф.И. Лухтура, ст. преподаватель,
Приазовский государственный технический университет
г. Мариуполь, Украина

ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ДЕАЭРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ЦЕНТРОБЕЖНОГО ТИПА

Представлен метод расчета гидрогазодинамических параметров деаэрационных установок. Показаны основное направление оптимизации их геометрических размеров и выбор компоновки.

Деаэрация воды – удаление из жидкости растворенных в ней газов. Используется для удаления из воды коррозионно-активных газов. Это основной способ борьбы с коррозией в трубах пароводяного тракта и технологического оборудования промышленности и энергетики. Основным тепло агрегатом для проведения процесса десорбции является деаэратор.

Для интенсификации процесса деаэрации в таких установках используется тангенциальный подвод деаэрируемой воды и греющего пара. При вращательном движении газа и жидкости в цилиндрических аппаратах, имеющих тангенциальный вход, при термической деаэрации происходит разделение потока на две фазы: на периферии образуется закрученный поток жидкости, а в приосевой зоне – закрученный поток газа, при этом поток газа вращается в противоположную сторону. Такое тепломассообменное разделение потоков называется вихревым эффектом и было открыто французским инженером Жозефом Ранком в 1931г.

Одним из типовых аппаратов такой конструкции является центробежно-вихревой деаэратор (ДЦВ).

Центробежно-вихревой деаэратор (ДЦВ), предназначен для термической деаэрации питательной воды паровых котлов и тепловых сетей, представляет собой цилиндрический аппарат с тангенциальным подводом воды, в котором образуется центральный паровоздушный вихрь. Закрученный поток воды в радиальном направлении продувается паром. При этом развиваемые турбулентностью поверхности контактирующих фаз обеспечивают интенсивный нагрев воды до состояния насыщения.

Преимуществом центробежно-вихревого деаэратора (ДЦВ) являются:

- способность работать при различных давлениях (при атмосферном, повышенном давлении или под вакуумом);
- малая металлоемкость;
- обладают достаточно большой удельной производительностью.

Главной проблемой оптимизации работы и выбора компоновки деаэраторов центробежного типа является сложность расчета параметров индуцированных вихревых пароводяных потоков и их связь с габаритами самого деаэратора.

С целью решения этой проблемы на первом этапе была создана математическая модель идеального центробежного деаэратора на основе теории идеальной форсунки [1]. Для нахождения связи между параметрами газа (пара) и жидкости с геометрическими размерами ДЦВ были использованы:

- материальный баланс деаэратора:

$$m_k + M = m - M_{\text{вып}},$$

- тепловой баланс деаэратора:

$$m_k I_k + M \cdot I_{cp} = m \cdot I_{nv} - M_{\text{вып}} I_D,$$

- законы сохранения момента количества движения:

$$m w_{ex} R \pm M w_{ex} R \sin \alpha = (m + M) u r,$$

- закон сохранения энергии (уравнение Бернулли):

$$p + \frac{\rho_1}{2} (u^2 + w^2) = p_0,$$

- геометрическая характеристика деаэратора:

$$A = \frac{R r_c}{n f_{ex}} \sin \beta_k,$$

где m_k – массовый расход основного конденсата;

$M_{\text{вып}}$ – массовый расход выпара;

I_k – энтальпия основного конденсата;

I_n – энтальпия греющего пара;

I_{nv} – энтальпия питательной воды;

I_D – энтальпия пара при давлении в деаэраторе;

u – тангенциальная составляющая скорости вращающегося потока;

r - расстояние от оси вращения до частицы жидкости;
 w_{ex} - скорость жидкости во входных (тангенциальных) каналах;
 R - расстояние от оси вращения до оси канала (плечо закручивания) ($R_{жс} \approx R_n = R$);
 m – массовый расход питательной воды;
 M – массовый расход греющего пара;
 w_{ex} - скорость пара в изобарическом (начальном) сечении паровой струи [2];
 α - угол наклона паровых отверстий к нормали к поверхности;
 p - статическое давление в потоке;
 w – осевая составляющая скорости в сопле-шайбе деаэратора;
 n – число входных каналов;
 r_c – радиус сопла;
 r_{ex} – радиус входного патрубка;
 β_k - угол между направлением входного канала и осью вращения.

На основе представленной математической модели была получена связь геометрических характеристик ДЦВ с его гидрогазодинамическими характеристиками, некоторые из которых представлены на рис. 1-3:

$$A = \frac{(1 - \varphi_c) \sqrt{2} \cdot \left(\frac{M}{m} + 1 \right)}{B \varphi_c \sqrt{\varphi_c}},$$

- принцип максимального расхода центробежного деаэратора:

$$\mu = \frac{1}{\left(\frac{M}{m} + 1 \right)} \sqrt{\frac{\varphi_c^3}{2 - \varphi_c}},$$

где $\varphi_c = 1 - \frac{r_m^2}{r_c^2}$ – коэффициент заполнения сопла.

Данные зависимости были получены при следующих условиях и допущениях:

- температура греющего пара $t_0 = 175^0C$, давление греющего пара $P_0 = 0,9$ МПа, рабочее давление в деаэраторе $P_p = 0,6$ МПа, температура основного конденсата, $t_k = 139^0C$, температура питательной воды $t_{пв} = 158,8^0C$.

- допускается, что жидкость несжимаемая, газ совершенный, инерциальные силы преобладают над силами Архимеда (пренебрегая силами плавучести) и силами тяжести.

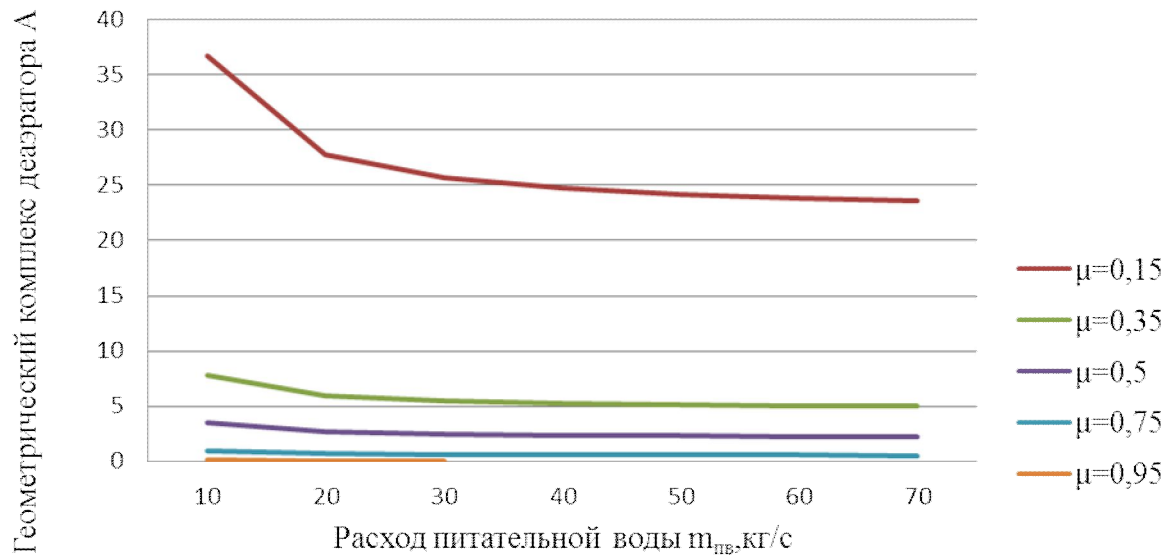


Рисунок 1 - График зависимости геометрического комплекса деаэрагора A от расхода питательной воды $m_{пв}$

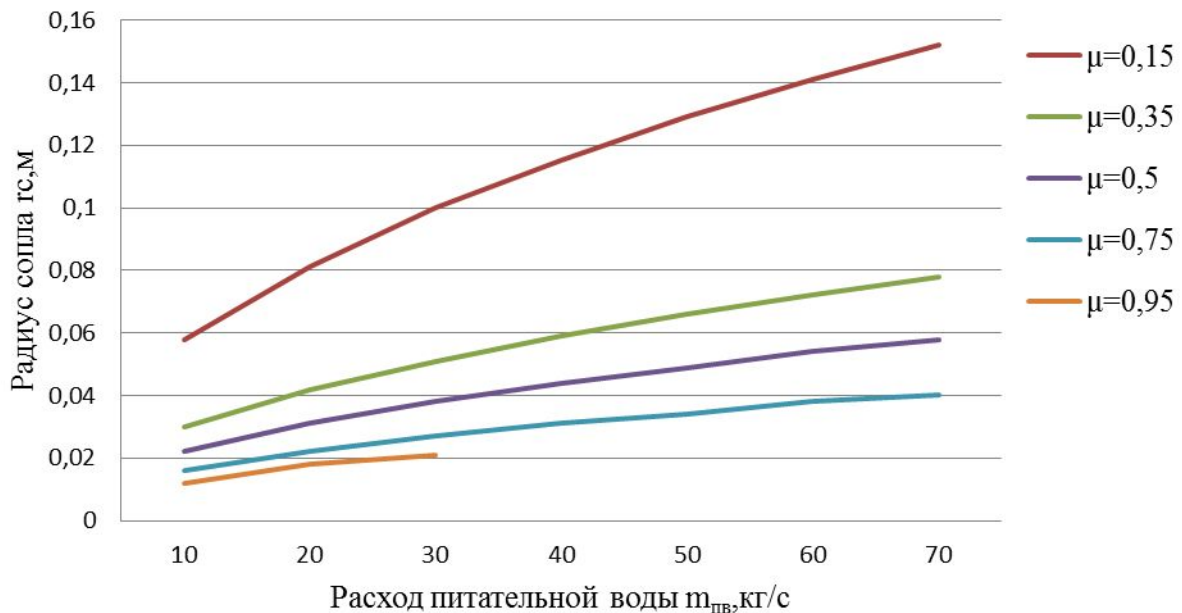


Рисунок 2 - График зависимости радиуса сопла r_c от расхода питательной воды $m_{пв}$

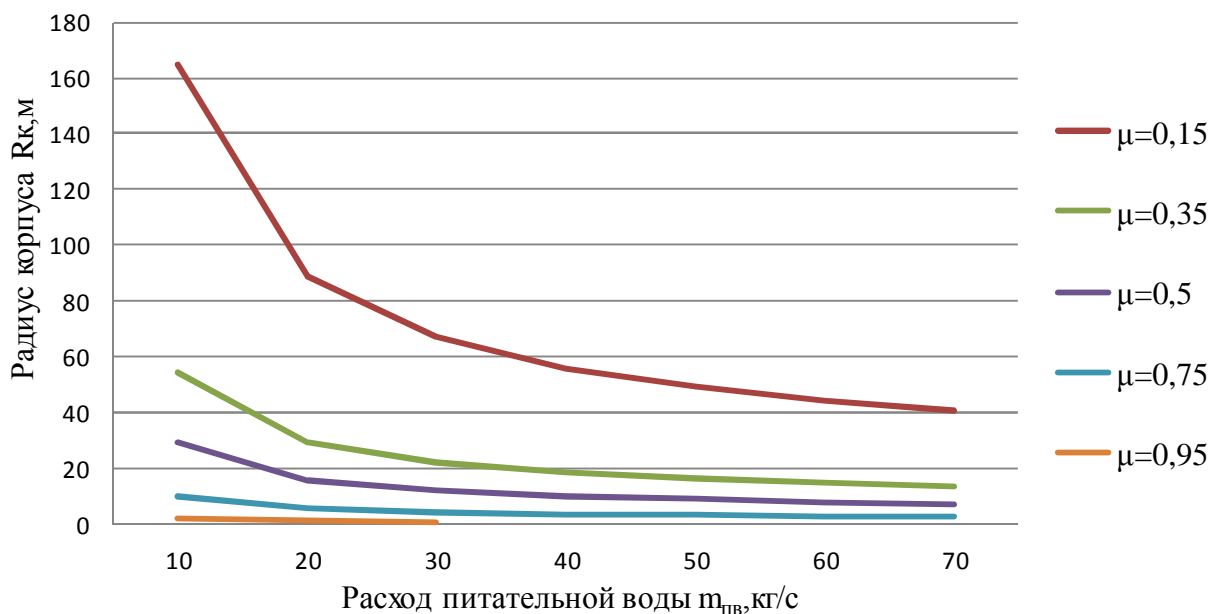


Рисунок 3 - График зависимости радиуса корпуса R_k от расхода питательной воды $m_{пв}$

Результаты расчёта показывают, что при увеличении производительности деаэратора увеличивается радиус сопла, но при этом уменьшается геометрический комплекс деаэратора, а также радиус корпуса деаэратора, а, следовательно, и габариты самого деаэратора. Уменьшение габаритов деаэратора происходит за счет увеличения коэффициента расхода и коэффициента заполнения сопла. Следовательно, использование центробежно-вихревых деаэраторов для малых расходов питательной воды нецелесообразно при использовании принципа максимального коэффициента расхода.

Список источников.

1. Дитякин Ю. Ф. Распыливание жидкости / Ю. Ф. Дитякин, Л. А.Клячко, Б. В. Новиков, В. И. Ягодкин – М.: Машиностроение, 1977. - 208 с.
2. Лухтура Ф. И. Одномерная теория сверхзвуковых нерасчетных струй газа / Ф.И. Лухтура / Изв. АН СССР. МЖГ. - 1993.- №1 - С. 48-56.

С.О. Винников, студент,
В.И. Мизерный, ст. преподаватель,
Донецкий национальный технический университет

ЗАЛИВКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ИЗ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА

Работа центробежных насосов имеет следующую характерную особенность. При их эксплуатации следует учитывать, что перед пуском проточная часть центробежного насоса должна быть заполнена жидкостью, плотность которой не меньше плотности перекачиваемой жидкости.

Наиболее простым и приемлемым для водоотлива шахт Донбасса, в том числе и для шахты «Щегловская-Глубокая», на основании проведенного анализа и преимуществ является заливка центробежных насосов из нагнетательного трубопровода.

Все способы заливки делятся на постоянные и предпусковые. Предпусковые способы заливки осуществляются перед запуском насоса, то есть насос заливается в выключенном состоянии. Постоянные способы заливки предполагают то, что проточная часть насоса всегда заполнена водой. Постоянные и предпусковые способы заливки представлены на схеме 1.

Заливка насосов из нагнетательного трубопровода

Заливка насосов водой из нагнетательного трубопровода имеет целый ряд преимуществ по сравнению с другими способами.

Основными достоинствами этого способа заливки являются:

1. простота гидравлической схемы, не требующей крупногабаритного оборудования;
2. высокая степень готовности к действию;
3. большая интенсивность поступления воды в насос, обеспечивающая покрытие значительных утечек.

К недостаткам следует отнести:

1. снижение надежности при коротких нагнетательных трубопроводах, имеющих малые запасы воды;
2. невозможность применения на водоотливах, по условиям эксплуатации которых (например, обмерзание стволов зимой) вода в трубопроводе не оставляется;

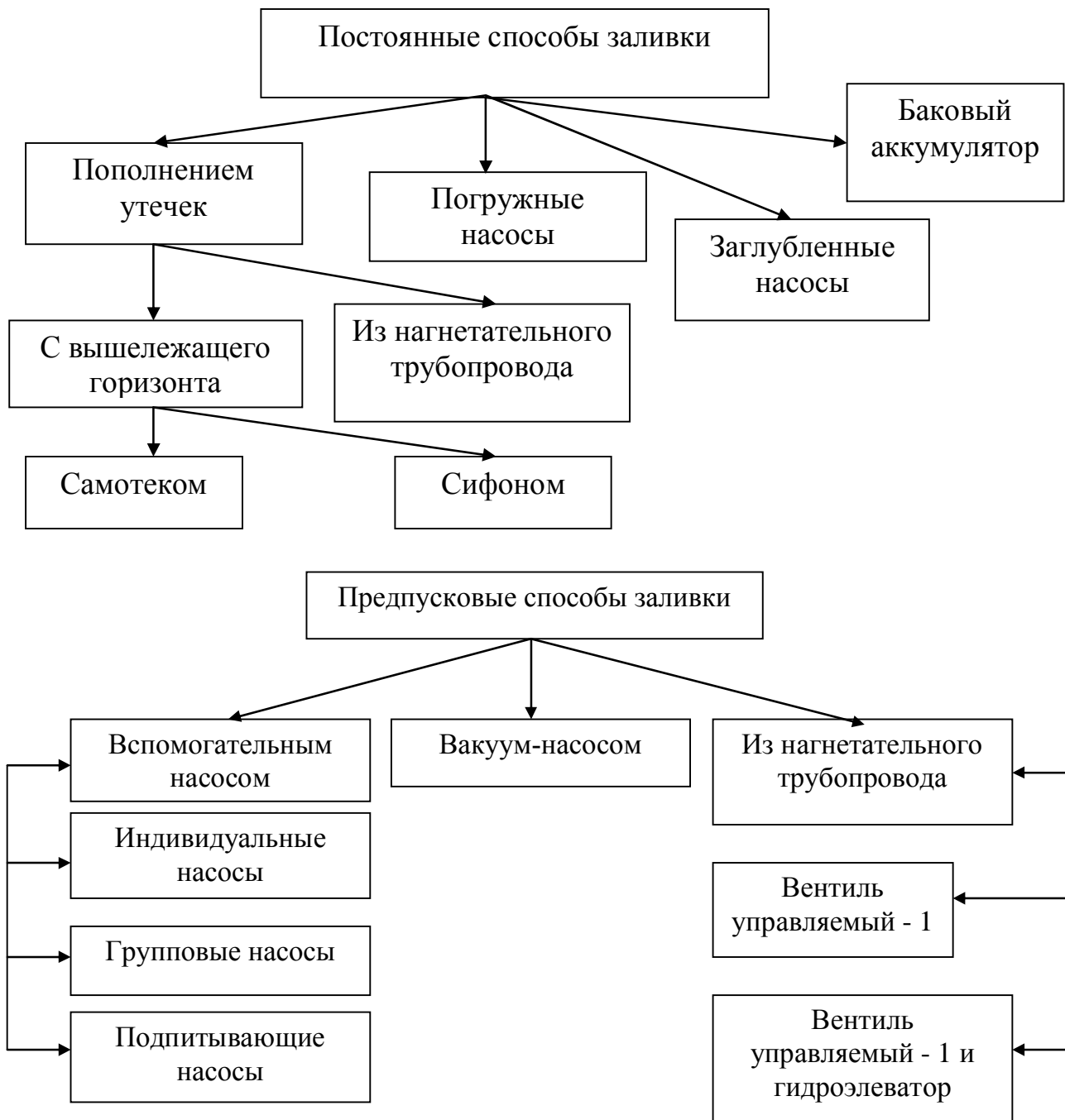


Схема 1 - заливка центробежных насосов

3. необходимость установки дополнительных устройств, которые исключили бы возможность чрезмерного (не выше 5 -ти) повышения давления в корпусе насоса в период заливки.

Гидравлическая схема заливки насосов водой из нагнетания может быть осуществлена по одному из двух вариантов, представленных на рис. 1.

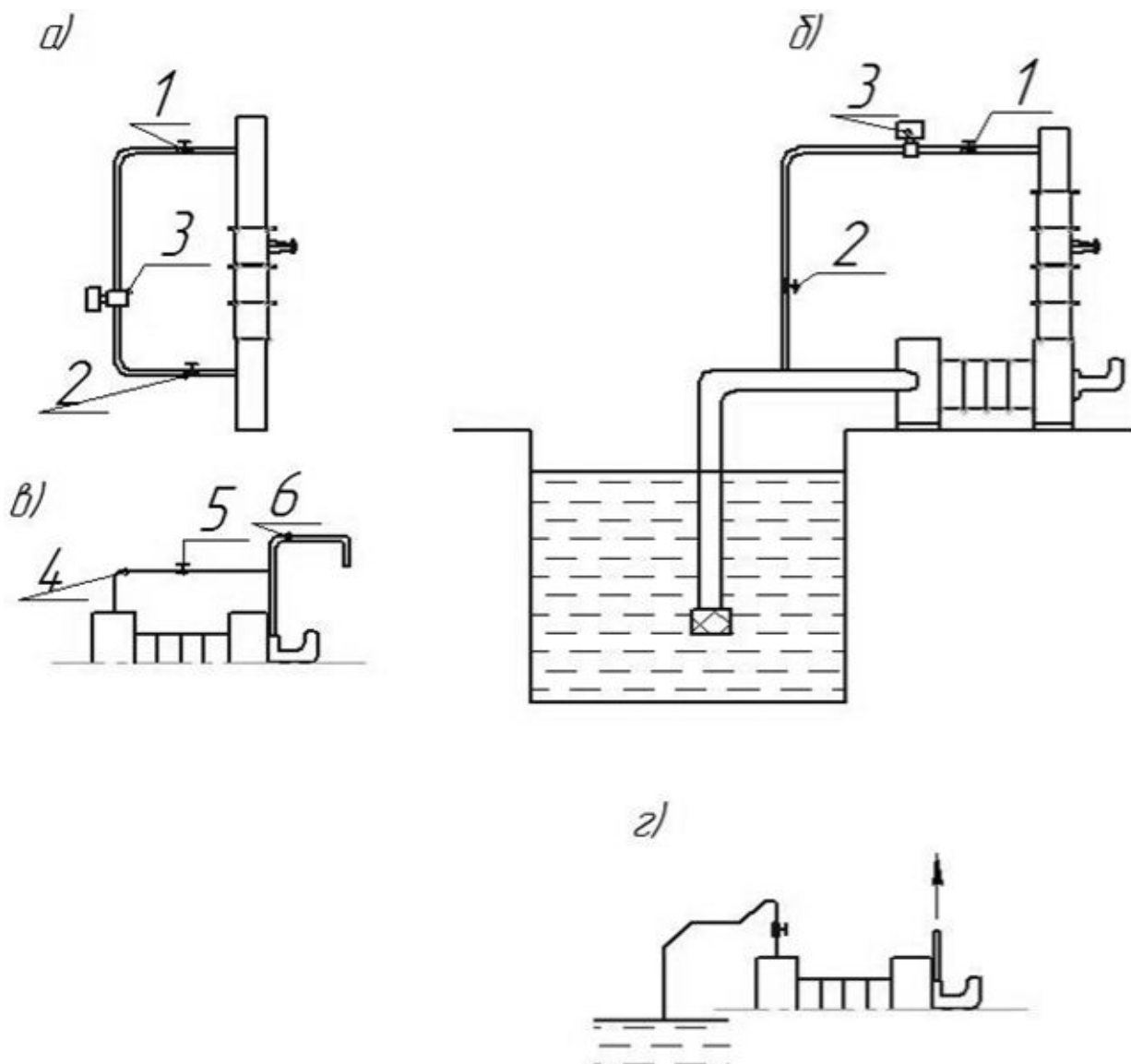


Рисунок 1 – Гидравлическая схема заливки насоса из нагнетательного трубопровода

При варианте (а) управляемый вентиль, или клапан, 3, как запорное устройство, устанавливается на магистрали, идущей в обход обратного клапана из задвижки нагнетательного трубопровода насоса. Вентили 1 и 2 необходимы для отключения магистрали заливки на время ремонта управляемого вентиля 3. Эта схема является очень компактной и может быть практически осуществлена на всех водоотливах, где возможна заливка из нагнетания. Недостатком этой схемы является то, что во время заливки, благодаря встречным потокам, образуется водо-воздушная эмульсия, затрудняющая удаление воздуха из насоса.

Схема (б) лишена указанного недостатка и ей следует отдавать предпочтение перед схемой (а).

В схеме (б) вода отбирается из нагнетательного трубопровода и подается во всасывающий трубопровод насоса. Назначение отдельных элементов схемы (б) такое же, как и в схеме (а).

Удаление воздуха из насоса, во время его заливки, может осуществляться по двум вариантам.

В варианте (в) (см. рисунок 4) крышка всасывания насоса при помощи дренажной трубки 4 через вентиль 5 соединяется с трубопроводом, отводящим воду из разгрузочного устройства 6. В варианте (г) дренажный трубопровод не связывается с разгрузкой. Конец дренажного трубопровода опускается в водосборник на уровень погружения приемных клапанов насосов.

При расчете предполагается, что перед началом заливки незатопленная часть всасывающего трубопровода и внутренние полости насоса свободны от воды.

Объем незатопленной части всасывающего трубопровода может быть определена по формуле:

$$V_{\text{тр}} = \frac{\pi * d^2}{4} * l, \quad (1)$$

где: d - диаметр трубопровода; l - длина незатопленной его части.

Общий объем, подлежащий заливке:

$$V_{\text{об}} = V_{\text{тр}} + V_{\text{н}}, \quad (2)$$

где $V_{\text{тр}}$ – объем свободной части трубопровода; $V_{\text{н}}$ – объем проточной части насоса.

Для определения расхода воды на заливку (количества воды в единицу времени) необходимо задаться временем заливки T . Расчетное время заливки будет:

$$t_p = \frac{T}{K_3}, \quad (3)$$

где: K_3 - коэффициент запаса заливки по времени.

Из практических соображений можно принять $K_3 = 1,5$. Расход воды на заливку в м³/ч:

$$Q = 3600 * \frac{V_{\text{об}}}{t_p}. \quad (4)$$

Расходная характеристика магистрали заливки может быть выражена известными уравнениями гидравлики:

$$hw = a * Q_3^2, \quad (5)$$

$$a = \frac{8 \cdot (\gamma \cdot \frac{l}{d} + \sum \varepsilon)}{3600^2 \cdot \pi^2 \cdot g \cdot d^4} \quad (6)$$

где: h_w - потери напора в магистрали заливки, м; Q_3 - расход на заливку в м³/ч; a - сопротивление магистрали заливки, с²/м⁵; l - общая длина трубопровода заливки, м; d - диаметр трубопровода заливки, м; γ - коэффициент трения в трубе; $\sum \varepsilon$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений. Длина трубопровода заливки $l = 3$ м.

Потери напора в магистрали заливки будут равны разности напора в нагнетательном и всасывающем трубопроводах.

$$h_w = H_{\text{наг}} - H_{\text{вс}} \quad (7)$$

Избыточное давление равно нулю.

$$H_{\text{н}} = H_{\text{гр}} = 0,8 * H_{\text{гф}}, \quad (8)$$

где: $H_{\text{гф}}$ - фактическая геодезическая высота; $H_{\text{гр}}$ - расчетная геодезическая высота.

На основании уравнений можно написать:

$$H_{\text{гр}} = a * Q_3^2 \quad (9)$$

Откуда:

$$Q_3 = \frac{1}{\sqrt{a}} * \sqrt{H_{\text{гр}}} \quad (10)$$

Расходная характеристика дренажного трубопровода по схеме (в) (см. рисунок 1):

$$Q = \frac{1}{\sqrt{a_1}} * \sqrt{H} \quad (11)$$

Расходная характеристика дренажного трубопровода по схеме (г):

$$Q = \frac{1}{\sqrt{a_2}} * \sqrt{H} \quad (12)$$

Расход воды через щелевой зазор может быть определен по формуле:

$$Q = \mu * f_3 * \sqrt{2 * g * H_3} \quad (13)$$

В свою очередь,

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda * l_{\text{вг}}}{2 * b_3} + 1,5}} \quad (14)$$

$$f_3 = 2 * \pi * r_{\text{вТ}} * b_3 , \quad (15)$$

где Q - расход воды через кольцевую щель, м/с; μ - коэффициент расхода; f_3 - сечение кольцевой щели; H_3 - напор истечения (потери напора в зазоре); λ - коэффициент трения по длине зазора; $l_{\text{вТ}}$ - длина втулки разгрузки; b_3 - радиальная ширина зазора (щели); $r_{\text{вТ}}$ - радиус втулки.

Получаем:

$$Q_p = \frac{\lambda * l_{\text{вТ}} + 3 * b_3}{3600^2 * 16} , \quad (16)$$

$$H_3 = a_p * Q^2 . \quad (17)$$

Коэффициент суммарной характеристики для схемы (в):

$$a_{1,p} = \frac{a_1 * a_p}{(\sqrt{a_1} + \sqrt{a_p})^2} , \quad (18)$$

для схемы (г):

$$a_{2,p} = \frac{a_2 * a_p}{(\sqrt{a_1} + \sqrt{a_p})^2} . \quad (19)$$

На основании данных, взятых с водоотлива шахты «Щегловская-Глубокая», горизонт 915-й, была посчитана расходная характеристика трубопровода по схеме (в) (см. рисунок 1), а также коэффициент суммарной характеристики и расход воды через щелевой зазор равный 2.1 м³/ч. Диаметр трубопровода $d=190$ мм, длина незатопленной части $l=3$ м.

Список источников.

1. А.Г. Боруменский «Исследование работы баковых аккумуляторов шахтных водоотливных установок»;
2. Каталог-справочник по горношахтному оборудованию, насосы. Госэнергоизд. 1960 г.;
3. ИГМ и ТК им. М.М. Федорова «Исследование систем заливки насосов при их автоматизации и разработка мероприятий по повышению надежности заливки».

B. Gavrilenko, PhD, V. Loginov, M. Sc
Donetsk national technical university

DISCRETE PARTICLE MODELING OF THE SOLID PHASE OF GAS-SOLID FLUIDIZED BED OF THE PNEUMATIC-VIBRATION SEPARATOR

A method and relevant software is defined for the issue of discrete particle modeling of the solid phase of gas-solid fluidized bed of the pneumatic-vibration separator

Gas-fluidized beds consist of granular particles that are subject to a gas flow from below, large enough so that the gas drag on the particles can outbalance gravity, and the particles fluidize. When in the fluidized state, the moving particles work effectively as a mixer, which results in a uniform temperature distribution and a high mass transfer rate, both of which are beneficial for the efficiency of many physical and chemical processes, such as coating, granulation, drying, and the synthesis of fuels and base chemicals [1]. Fluidized bed is also formed in pneumatic-vibration separator for coal treatment.

In order to enhance efficiency of the separator it requires a sound understanding of the process of separation which means a need for proper mathematical model. However, the prime difficulty in modeling life-size fluidized beds is the large separation of scales: The largest flow structures can be of the order of meters, yet these structures can be directly influenced by details of particle-particle collisions and particle-gas interactions, which take place below the millimeter scale. Clearly, it is not possible to have one single simulation method that can cover all length and time scales; instead, one needs a hierarchy of methods, modeling the gas-solid flow phenomena on different length and time scales, and thus also with different levels of detail. We can classify these different models most conveniently by considering the possible models for the solid phase and the gas phase separately. The dynamics of each of these phases can be described by (a) considering the phase as a collection of discrete particles that obey Newton's law, which requires a Lagrangian (L) type of model, or (b) adopting a continuum description of the phase, which is then typically governed by a Navier-Stokes-type equation, which requires a Eulerian (E) type of model. Based on these two options for each phase, we categorize the different models available for gas-solid flow in Table 1 [2]. A graphical representation of the models is shown in Figure 1. Loth [3] has made a

similar classification in a more general context for engineering science (including bubbles and droplets).

Table 1 – Classification of the various models used for simulating dense gas-solid flow in the context of gas-fluidization

	Name	Gas phase	Solid phase	Gas-solid coupling	Scale
1	Discrete bubble model	L	E	Drag closures for bubbles	Industrial (10 m)
2	Two-fluid model	E	E	Gas-solid drag closures	Engineering (1 m)
3	Unresolved discrete particle model	E (unres.)	L	Gas-particle drag closures	Laboratory (0.1 m)
4	Resolved discrete particle model	E (res.)	L	Boundary condition at particle surface	Laboratory (0.01 m)
5	Molecular dynamics	L	L	Elastic collisions at particle surface	Mesoscopic (<0.001 m)

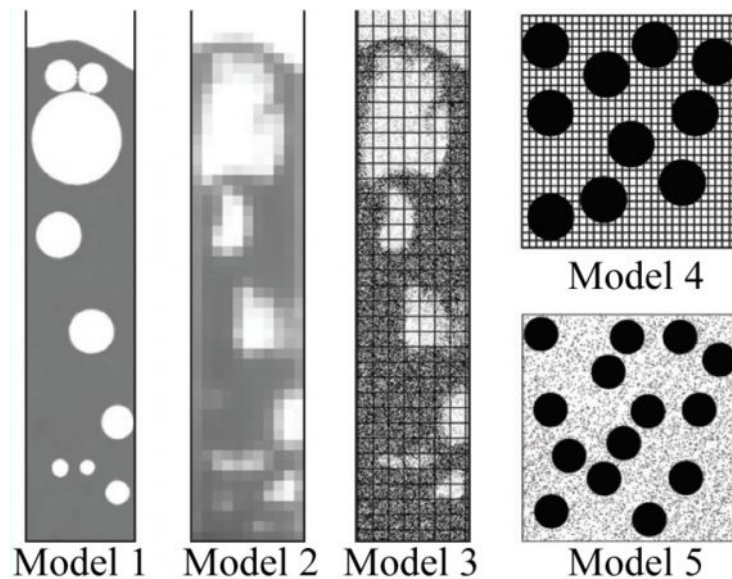


Figure 1 – Graphical representation of the models summarized in Table 1

Only models 1–3 (the discrete bubble model, the two-fluid model, and the unresolved discrete particle model, respectively) are used for the simulation of actual gas-fluidized beds. Model 4 (the resolved discrete particle model) is used for small, representative parts of fluidized beds, whereas model 5 is only suitable for very small (colloidal) systems. The grid indicates the scale on which the continuum phase is solved.

To achieve proper accuracy model for pneumatic-vibrating separator must be of type of the model 3 or 4 (table 1). In both cases the solid phase of the gas-fluidized bed is modeled using discrete element method.

In this paper we will define the particular model to use for our studies of granular material processed by pneumatic-vibration separator. The continuous increase in computing power is now enabling researchers to implement numerical methods that do not focus on the granular assembly as an entity, but rather deduce its global characteristics from observing the individual behavior of each grain. Due to their highly discontinuous nature, one should expect that granular media require a discontinuous simulation method. Indeed, to date the Discrete Element Method (DEM) is the leading approach to those problems. Modeling is straightforward: the grains are the elements, they interact through local, pairwise contacts, yet are also subject to external factors such as gravitation or contacts with surrounding objects, and they otherwise obey Newton's laws of motion. The DEM is a numerical approach where statistical measures of the global behavior of a phenomenon are computed from the individual motion and mutual interactions of a large population of elements. It is commonly used in situations where state-of-the-art theoretical knowledge has not yet provided complete understanding and mathematical equations to model the physical system.

Developing a DEM software often causes scientists to focus on marginal problems not related to their scientific work, such as: program interface, input/output of data, mesh generation or visualization of results. One solution is to use existing scientific frameworks, and plug-in one's own calculation algorithms (Abaqus, Dyna, Adina, PFC3D etc). However these frameworks rarely give the possibility of combining together different modelling methods such as FEM, SPH, DEM or other custom simulations.

The solution proposed in [3] is to use a framework named YADE-OPEN DEM which will provide a stable base for scientists to operate on. By application of a proper software design the valuable work of others will be preserved and reused. The DEM chosen uses position, orientation, velocity and angular velocity as independent variables of simulated particles which are subject to explicit leapfrog time-integration scheme (Lagrangian method). The three-dimensional dynamics equations based on the classical Newtonian approach for the second law of motion are used. The track of forces and moments acting on each particle is kept at every time-step. Contact forces depend on the particle geometry overlap and material prop-

erties. The normal, tangential and moment components of interaction force are included.

An example model has been created that illustrates abilities of the chosen DEM framework (Figure 2). The model includes 240 spheres of equal size that are subject to gravitational force. On the Fig.2 we can see the spheres falling down.

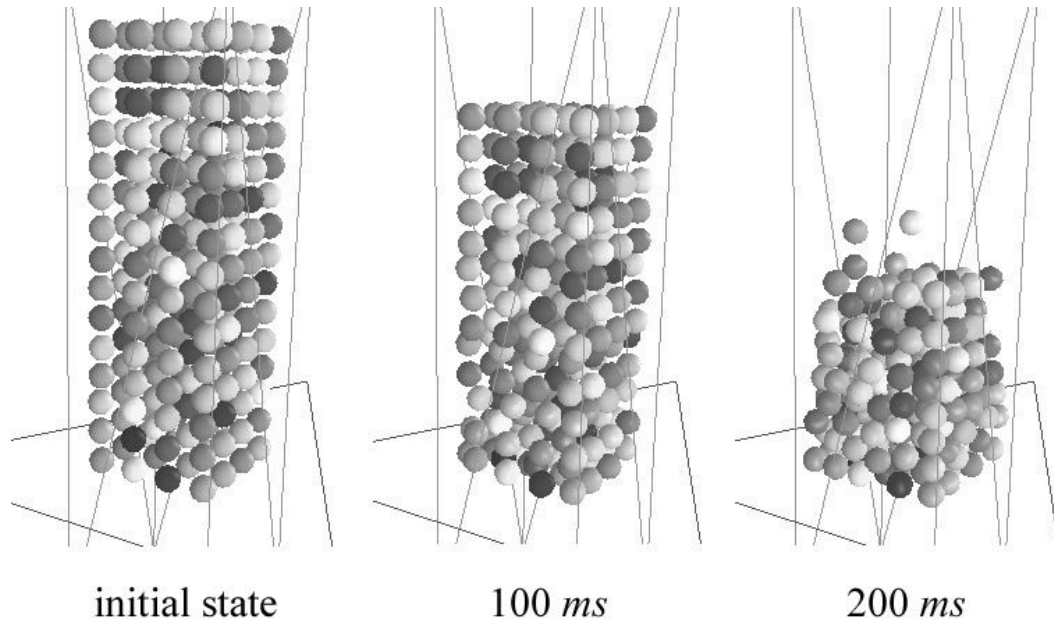


Figure 2 – A simple model of granular material

A method and relevant software for the issue of discrete particle modeling of the solid phase of gas-solid fluidized bed of the pneumatic-vibration separator has been chosen. Further studies will be devoted to setting YADE particularly for pneumatic-vibration separator and creating a valid model.

References.

1. Kunii D, Levenspiel O. 1991. Fluid Engineering. Butterworth Heinemann Series in Chemical Engineering. London: Butterworth Heinemann
2. Numerical Simulation of Dense Gas-Solid Fluidized Beds: A Multiscale Modeling Strategy M.A. van der Hoef, M. van Sint Annaland, N.G. Deen, and J.A.M. Kuipers *Annu. Rev. Fluid Mech.* 2008. 40:47–70
3. Loth E. 2000. Numerical approaches for motion of dispersed particles, droplets and bubbles. *Prog. Energy Combust. Sci.* 26:161–223

В.Г. Гуляев, д-р техн. наук, проф., **С.Ю. Харламов**, студент
Донецкий национальный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РЕГУЛИРУЕМОГО ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

В настоящее время в угольной отрасли Украины и странах, имеющих запасы угля, все более насущными становятся вопросы создания наиболее перспективных средств механизации угольных пластов.

Выемочные комбайны проектируются под высокую теоретическую производительность, реализация которой становится возможной при автоматизации их работы. В выемочных машинах в первую очередь должно применяться автоматическое плавное регулирование скорости подачи в зависимости от нагрузки двигателя. В качестве объекта регулирования используется механизм подачи на основе объемного гидропривода.

В качестве примера рассмотрим использование системы автоматического регулирования скорости перемещения.

Схема автоматического регулирования скорости подачи "Эйкоматик" имеет вид представленный на рис. 1, где

1 - трансформатор тока; 2 - устройство сравнения; 3- задатчик тока; 4 - усилитель; 5- задатчик скорости; 6 - гидравлический усилитель; 7 - гидравлический установочный прибор; 8 - гидравлический серводвигатель; 9- главный электродвигатель; 10- исполнительный орган; 11 - подпиточный насос; 12- гидронасос; 13- гидродвигатель подачи; 14- ведущая звезда.

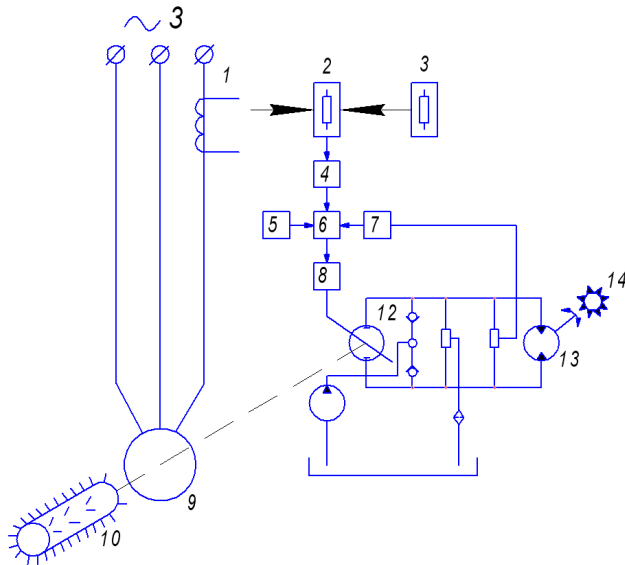


Рисунок 1 - Схема автоматического регулирования скорости подачи "Эйкоматик" (ФРГ)

В подсистемах механизмов перемещения (ПМП) очистных комбайнов с упругим (ЦСП) и жестким (БСП) тяговым органом находят ши-

рокое применение регулируемый объемный гидропривод. Обычно регулируемым параметром является переменный эксцентриситет радиально-плунжерного насоса ($0 \leq U_e \leq \pm 1$) или угол наклона диска ($0 \leq \gamma_H \leq \pm 1$) аксиально-плунжерного насоса.

На рис. 2 показаны принципиальная (а), расчетная (б) и структурная (в) схемы объемного гидропривода ПМП ОК.

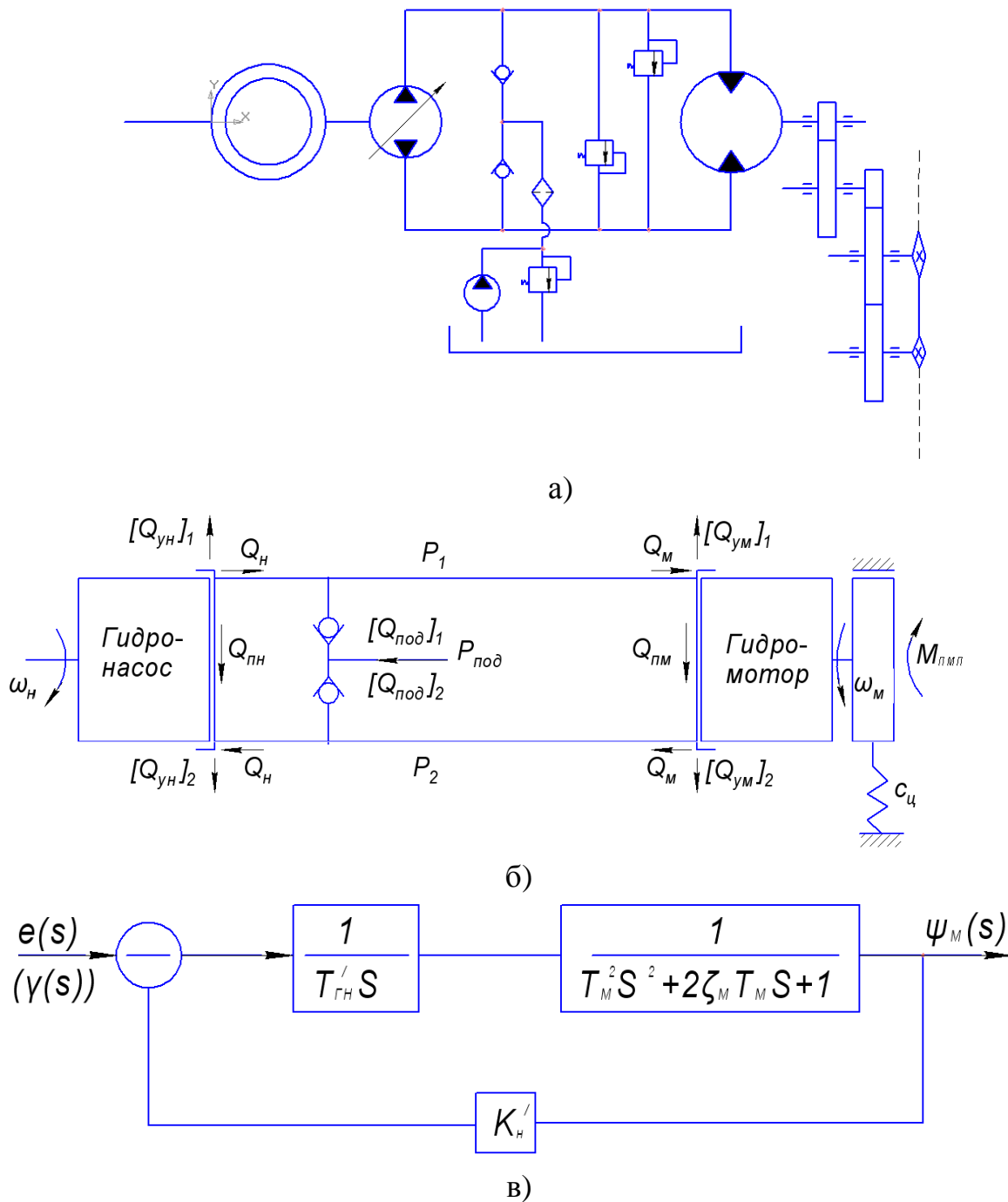


Рисунок 2 - Принципиальная (а), расчетная (б) и структурная (в) схемы гидропривода ПМП

Зависимость скорости установившегося движения ненагруженного гидропривода от величины параметра регулирования статической скоростной характеристикой (или характеристикой регулирования скорости объемного гидропривода):

$$n_{ГМ} = \frac{Q_H}{q_{ГМ}} U_e = \frac{n_H q_{H \max} U_e}{q_{ГМ} i_{ГП \max}} = \frac{n_H}{i_{ГП \max}} U_e, \quad (1)$$

где Q_H – теоретическая подача насоса; $q_{ГМ}$ – рабочий объем гидромотора;

$\frac{q_{H \max}}{q_{ГМ} i_{ГП \max}} = \frac{1}{i_{ГП \max}}$ – отношение рабочих объемов насоса и гидромотора (гидравлическое передаточное число гидропередачи);

$U_e = \frac{e_i}{e_{\max}}$ – параметр регулирования (рис. 3).

Для гидромотора с реверсируемым потоком жидкости

$$n_{ГМ} = \pm \frac{n_H q_{H \max} U_e}{q_{ГМ}} \quad (2)$$

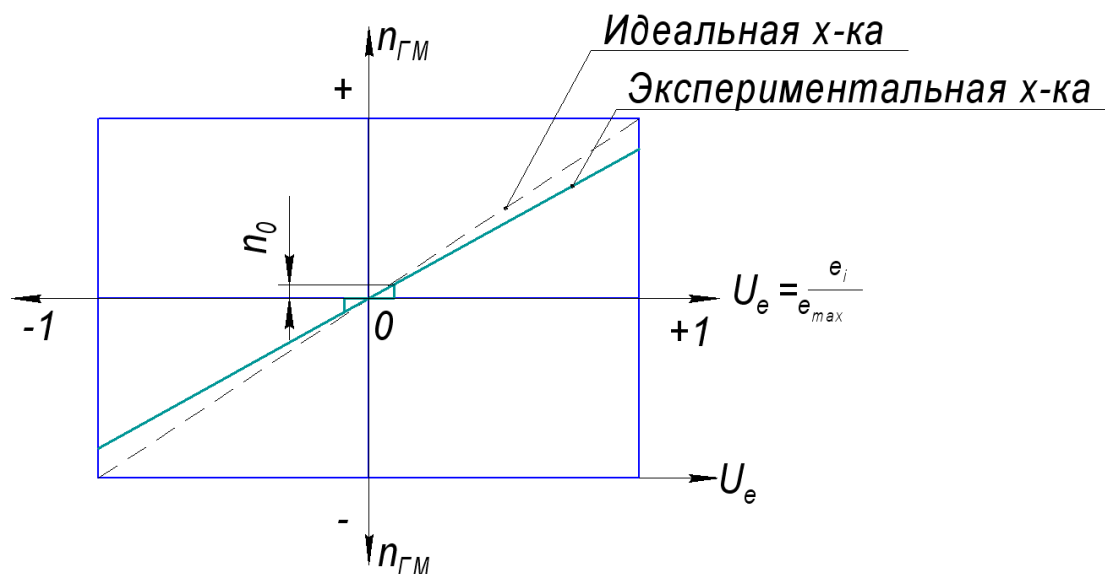


Рисунок 3 - Скоростная характеристика объемного гидропривода

На рис. 3 через n_0 обозначена минимальная устойчивая скорость гидромотора $n_0 = \frac{n_H q_H}{q_{ГМ}} \cdot \frac{e_0}{e_{\max}}$. Она обусловлена сжимаемостью и утечками жидкости, инерцией ротора и автоколебаниями в гидромоторе на "ползучих" скоростях, при "падающей" зависимости трения

от скорости (разность между трением покоя и движения в поршневых группах и других элементах гидромотора). Таким образом, строго говоря, скоростная характеристика - нелинейная, однако зона ползучих скоростей ($0 - n_0$) не является рабочей, см. рис. 3.

В рабочей зоне ($n_{ГМ} > n_0$), согласно исследованиям Гамынина Н.С., Башты Т.М., Прокофьева В.Н. и других ученых, как скоростная, так и механическая $[n_{ГМ} = f(M, U_e)]$ характеристики практически линейны, и, следовательно, для описания динамических свойств гидропривода можно использовать амплитудно-частотные и фазовые характеристики (АЧФХ).

Статическая механическая характеристика регулируемой гидропередачи показывает зависимость между скоростью вращения гидромотора и моментом его нагрузки при различных значениях параметра регулирования U_e , рис. 4.

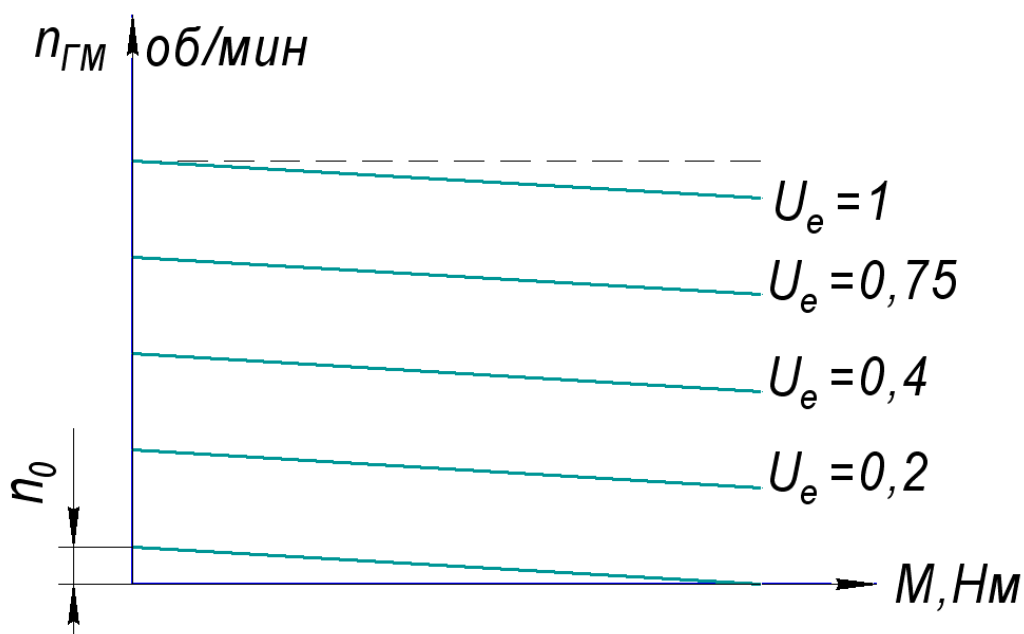


Рисунок 4 - Механическая характеристика объемной гидропередачи

$$n_{ГМ} = \frac{Q_n}{q_{ГМ}} U_e - \frac{(a_n + a_{ГМ})P}{q_{ГМ}} = \frac{Q_n}{q_{ГМ}} U_e - \frac{a \cdot M}{q_{ГМ} K_M} \quad (3)$$

или

$$n_{ГМ} = n_{ГМx.x.} \cdot U_e - \frac{a \cdot M}{q_{ГМ} K_M}, \quad (4)$$

где $a_n, a_{ГМ}$ – коэффициенты утечек в насосе и гидромоторе; $P = P_1 - P_2$ – перепад давления на гидромоторе, M и K_M – момент гидромотора и коэффициент момента.

Уравнение нагрузки гидромотора механизма подачи МП очистного комбайна при $\omega_{ГМ} = \frac{\pi n_{ГМ}}{30} = \text{var}$. Оно соответствует режимам с ускоренным и замедленным вращением гидромотора.

$$(P_1 - P_2)q_{ГМ} = (I_{ГМ} + \frac{m \cdot r^2}{i^2}) \frac{d\omega_{ГМ}}{dt} + M_{C_{МП}}, \quad (5)$$

где $(P_1 - P_2)q_{ГМ}$ – момент гидромотора; $I_{ГМ}$ – момент инерции гидромотора; m – масса комбайна; r – радиус ведущей звезды; i – передаточное число редуктора МП; $M_{C_{МП}}$ – момент сопротивления.

Уравнение движения комбайна можно представить в виде

$$m\ddot{x} = C_y (r\varphi - x) - F_{тр} - F_{nx} \pm mg \sin \alpha, \quad (6)$$

где $m\ddot{x}$ – сила инерции; C_y – коэффициент жесткости цепи (тягового органа); $(r\varphi - x)$ – упругая деформация тягового органа; $F_{тр} = \mu(\dot{x})G \cos(\alpha)$ – сила трения; F_{nx} – проекция на ось X полезных сил сопротивления (резания и подачи); $mg \sin \alpha$ – продольная составляющая силы тяжести комбайна в пласт с углом наклона α .

Момент сил сопротивления на валу гидромотора можно записать в виде:

$$M_{C_{МП}} = \frac{r}{i} [m\ddot{x} + F_{тр} + F_{nx} \pm mg \sin \alpha] \quad (7)$$

Для гидрообъемной передачи и гидромотора нагрузку (момент) на его валу можно рассматривать как внешнее возмущение, действующее на "входе" в ПМП ОК.

Как известно [1,2], что даже при отсутствии полезной нагрузки на ИО комбайна, т.е. $F_{nx} = 0$, момент $M_{C_{МП}}$, формирующийся на валу гидромотора, можно считать случайной функцией, так как, при изменяющемся случайным образом коэффициенте трения в опорах комбайна, кинетическая характеристика трения $\mu(\dot{x})$ является стохастической не зависимо от жесткости тягового органа.

Общая закономерность падающей зависимости силы трения от скорости скольжения сохраняется, однако численные значения функ-

ции $\mu(\dot{x})$ при одних и тех же значениях аргумента (\dot{x}) могут изменяться.

Следует также отметить, что система "комбайн - конвейер - тяговый орган", является системой с переменным упругим параметром: с перемещением комбайна непрерывно изменяется длина рабочего участка тягового органа l_u , а следовательно, и коэффициент жесткости C_u , что приводит к изменению собственной частоты колебаний системы ω_c , см. рис. 5.

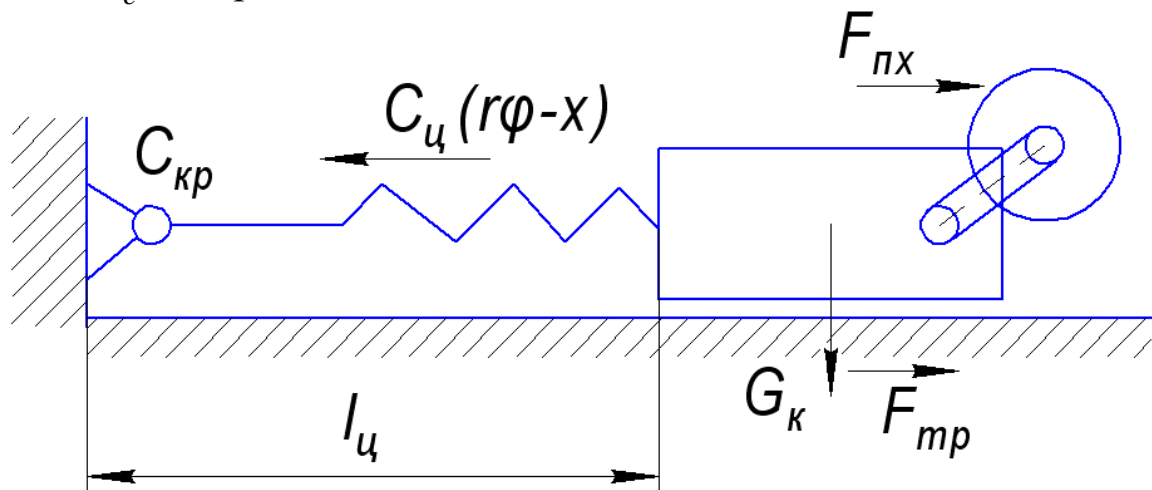


Рисунок 5 - Динамическая модель процесса перемещения ОК

$$\omega_c = \sqrt{\frac{C(l_u)}{m_{np}}}, c^{-1} \quad (8)$$

$$m_{np} = \frac{1}{g} \left(G_k + \frac{1}{3} q l_u \right), \frac{кг \cdot c^2}{м} \quad (9)$$

$C(l_u) = \frac{C_u C_{кр}}{C_u + C_{кр} l_u}$ – коэффициент жесткости системы, зависит от длины тя-

гового органа l_u и жесткости узла крепления к головке конвейера рабочей вет-

ви цепи $C_{кр}$.

Так, например, для комбайна 1ГШ-68 с $G_k = 14500 кг$; $C_u = 5,1 \cdot 10^6 кг/м$; $q = 13,6 кг/м$; и $C_{кр} = 10^6 кг/м$; зависимость

$\omega_C = \sqrt{\frac{C(l_y)}{m_{np}}}$ графически можно представить в виде падающей кривой при увеличении l_y , рис. 5.

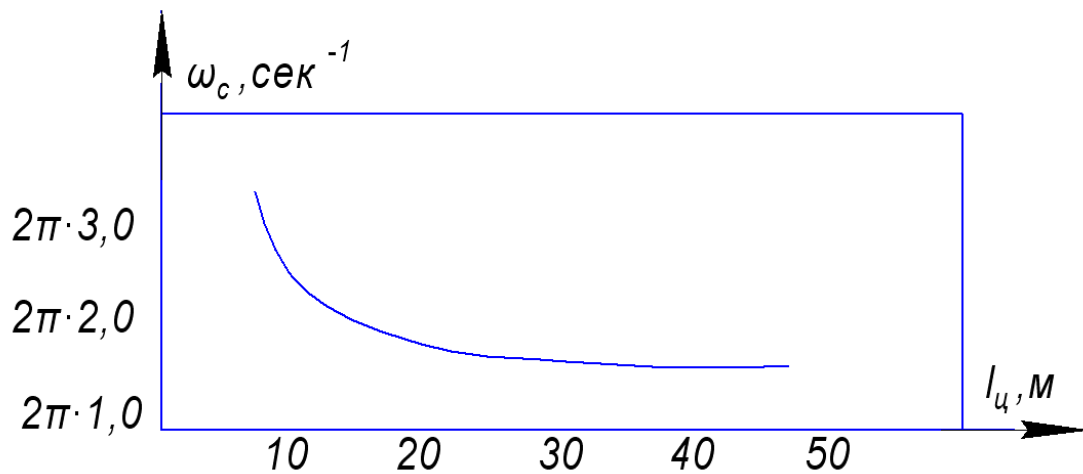


Рисунок 6 - Зависимость собственной частоты колебаний ОК от длины цепи

Таким образом, частота автоколебаний скорости подачи V_n и момента $M_{C_{МП}}$ изменяются в зависимости от длины рабочего участка тягового органа.

Составляющая суммарного момента сил сопротивления $M_{C_{МП}}$ на валу гидромотора

$$F_{nx} \cdot r = (a + b \int_{t-\tau}^t \dot{x} dt) r \quad (10)$$

где a и b — коэффициенты, отражающие конструктивные особенности ИО; τ — время запаздывания.

$F_{nx} \cdot r$ — соответствует процессу резания угля и имеет, как известно, явно стохастический характер. Таким образом, нагрузка на входе гидромотора должна описываться вероятностными характеристиками, одной из которых является спектральная плотность нагрузки:

$$S_{ex}(\omega) = S_{M_{C_{МП}}}(\omega) \quad (11)$$

Согласно теории случайных функций и статистической динамики линейных систем, спектральная плотность нагрузки на выходе (в данном случае в гидронасосе)

$$S_{вых}(\omega) = |W(j\omega)|^2 S_{ex}(\omega), \quad (12)$$

где $W(j\omega)$ – частотная характеристика системы "насос - гидромотор - движитель ОК".

Следовательно, дисперсия нагрузки в гидроприводе, характеризующая амплитуду переменной составляющей выходного параметра (например, давления p) может быть вычислена по формуле:

$$D_p = \int_{-\infty}^{+\infty} |W(j\omega)|^2 S_{M_{СМП}}(\omega) \quad (13)$$

Таким образом, динамические нагрузки в системе объемного гидропривода ПМП определяются не только внешним воздействием ($M_{СМП}$), но и в значительной степени динамическими свойствами привода, т.е. его амплитудно-частотными характеристиками.

Иными словами, соотношение между амплитудой колебаний давления в системе "насос-гидромотор" МП и амплитудой периодических составляющих момента нагрузки на валу гидромотора (ведущей звезды движителя) зависит от частоты нагрузки ω .

Амплитудно - частотная характеристика объемного гидропривода с высокомоментным гидромотором (коэффициент динамичности) рассчитывается по формуле [2,3]:

$$A(\omega) = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right]^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}} \quad (14)$$

Квадрат модуля АЧХ, которым определяется дисперсия и спектральная плотность давления в системе (на выходе) вычисляется по формуле:

$$|W(j\omega)|^2 = \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right]^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}, \quad (15)$$

где $\omega_c = \frac{q_{ГМ}}{2\pi} \sqrt{\frac{E}{VI}}$ – собственная (круговая) частота колебаний гидропривода, c^{-1} ;

$q_{ГМ}$ – рабочий объем гидромотора, $\frac{м^3}{об}$; E – приведенный модуль упругости жидкости и гидромагистралей; V – объем жидкости в напорной гидромагистрале, $м^3$; $I = \sum I_{np} + I_{ГМ}$ – полный момент инер-

ции ПМП комбайна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\sum I_{np}$ – момент инерции механической части ПМП ОК приведенный к валу гидромотора; $I_{ГМ}$ – момент инерции гидромотора.

$$\sum I_{np} = \sum_{i=1}^n I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_{ГМ}} \right)^2 + m \frac{r^2}{i^2}, \quad (16)$$

где I_i, ω_i – момент инерции и угловая скорость i -той детали редуктора механической передачи; m – масса комбайна; r – радиус начальной окружности ведущей звезды; i – передаточное число редуктора ПП.

$\xi = \frac{I(a_n + a_{ГМ})\omega_c}{2\left(q_{ГМ}/2\pi\right)^2}$ – коэффициент демпфирования, характеризующий

затухание колебательного процесса в системе,

где a_n и $a_{ГМ}$ – коэффициенты утечек насоса и гидромотора.

Пример расчета собственной частоты колебаний, коэффициента динамичности на резонансной частоте и коэффициента демпфирования

Исходные данные:

$$q_n = 145 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{об}; \quad \omega_n = 154 \text{ рад}/\text{с}; \quad \eta_{он} = 0.92;$$

Подача насоса:

$$Q_n = \frac{q_n \omega_n \eta_{он}}{2\pi} = \frac{145 \cdot 10^{-6} \cdot 154 \cdot 0.92}{2\pi} = 3.27 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V = 0.19 \text{ м}^3 \text{ – принят по подаче насоса}; \quad q_{ГМ} = 36 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{об};$$

$$E = 1.96 \cdot 10^{10} \text{ кг}/\text{м}^2;$$

Момент инерции гидромотора:

$$I_{ГМ} = \frac{\rho\pi}{4} (D^4 - d^4)h = \frac{7.8 \cdot \pi}{4} (0.45^4 - 0.16^4)0.15 = 0.037 \text{ кгм}^2;$$

Момент инерции механической части комбайна приведенный к валу гидромотора:

$$I_{np} = \frac{mr^2}{i^2} = \frac{21000 \cdot 0.2^2}{10.2^2} = 8.64 \text{ кгм}^2$$

Полный момент инерции ПМП комбайна:

$$I = I_{ГМ} + I_{np} = 0.037 + 8.64 = 8.67 \text{ кгм}^2 (0.88 \text{ кгмс}^2)$$

Собственная (круговая) частота колебаний гидропривода:

$$\omega_c = \frac{36 \cdot 10^{-4}}{2\pi} \sqrt{\frac{1.96 \cdot 10^{10}}{0.19 \cdot 0.88}} = 196 \text{ с}^{-1}$$

или $f_c = 31 \text{ Гц}$;

Коэффициент динамичности:

$$K_d = \frac{q_{ГМ}}{2\pi(a_n + a_{ГМ})} \sqrt{\frac{V}{EJ}} = \frac{36 \cdot 10^{-4}}{2\pi \cdot 3.04 \cdot 10^{-9} \cdot 60} \sqrt{\frac{0.19}{2.1 \cdot 10^{10} \cdot 8.67 \cdot 10^{-6}}} = 3.2$$

Коэффициент демпфирования:

$$\xi = \frac{8.67 \cdot 3.04 \cdot 10^{-9} \cdot 196}{60 \cdot 2 \left(\frac{36 \cdot 10^{-4}}{2\pi}\right)^2} = 0.13$$

Вывод: полученные результаты свидетельствуют о высокой динамичности процесса работы гидропривода ПМП ОК и низкой степени затухания амплитуд.

Направление дальнейших исследований: оптимизация параметров объемно-регулируемого гидропривода.

Список источников.

1. Гуляев В.Г. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Часть 1. Выемочные комбайны //ГВУЗ "ДонНТУ", Технопарк ДонНТУ "УНИТЕХ", 2011.-322с.
2. Докунин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. Статистическая динамика горных машин //М.: Машиностроение, 1978.-239с.
3. Динамические процессы горных машин /А.В. Докунин, Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин и др. //М.: Наука, 1972.-150с.
4. Коваль П.В. Гидропривод горных машин. //М.: Недра, 1967.-387с.
5. Верескунов З.Н., Фастовец Н.И. О динамических характеристиках привода добычных комбайнов с бесцепным механизмом подачи. /В сб.: "Совершенствование и повышение надежности горных машин и средств автоматизации" (Научные сообщения, вып.184), М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1980.

В.В. Гусак, студент, **В.И. Мизерный**, ст. преподаватель,
Донецкий национальный технический университет

РЕГУЛИРОВАНИЕ ШАХТНОЙ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ ВПУСКОМ ВОЗДУХА ВО ВСАСЫВАЮЩИЙ ТРУБОПРОВОД

В результате проведенного обследования водоотливных установок выявлено, что насосные водоотливные установки имеют значительные резервы гидравлической мощности, в следствии чего, время суточной работы насосов главного водоотлива составляет 12ч, а вспомогательного – всего 7 ч.

Наличие таких неиспользованных резервов мощности оборудования на шахтном водоотливе снижает его технико - экономические показатели.

Наиболее неблагоприятными условиями характеризуется работа участков и вспомогательных водоотливных установок. Водоотливные вспомогательные установки, в большинстве случаев, имеют водосборники малой ёмкости, а установленные насосы – завышенную подачу, при этом организация работ по откачке суточного притока воды требует частых пусков и остановок насосных агрегатов.

Исследованиями установлено, что более 80% отказов в работе насосных установок приходится именно на пусковой период, поэтому организация непрерывной работы насосов, при которой исключаются частые пуски и поддерживаются стабильные установившиеся режимы работы, в значительной степени повышает надежность вспомогательного водоотлива.

Автоматизация водоотливных установок повышает безопасность и надежность работы водоотлива, высвобождает значительное количество людей, уменьшает расходы на капитальный и текущий ремонты оборудования и дает значительную экономическую эффективность. Однако, практика эксплуатации существующих схем и аппаратуры автоматизации показывает, что наличие в гидравлических схемах автоматизации водоотливных установок элементов для осуществления автоматической заливки насосов, программирующих устройств, обеспечивающих очередность автоматического их запуска в работу, а так же большое число других элементов обеспечивающих автоматическое управление, усложняет и ухудшает, а также удорожает аппаратуру автоматизации, снижая при этом ее надежность.

Непрерывная работа водоотливных установок, т.е. работа на приток в сравнении с прерывистой (с периодической) работой, имеет следующие преимущества:

- снижается установленная мощность насосных агрегатов;
- практически исключается необходимость наличия средств для автоматизированной заливки насосов перед пуском, т.к. заливка осуществляется один раз перед пуском, что приводит к упрощению и повышению надежности аппаратуры автоматизации, потому что ее функции сводятся лишь к осуществлению контроля за работой насосного агрегата;
- исключается необходимость в регулировочной ёмкости. Ёмкость водосборника вспомогательного водоотлива, согласно требованиям ПБ, принимается равной 2-х часовому нормальному притоку;
- при организации работы водоотлива на приток уменьшается скорость движения воды в трубопроводе, следовательно уменьшаются потери напора, а соответственно и расход электроэнергии на откачку воды;
- отпадает необходимость в специальных насосах оросительной и противопожарной систем, т.к. при непрерывной работе насосных агрегатов для этих целей вода может быть использована из напорного трубопровода водоотливной установки.

Все вышеизложенное позволяет сделать заключение, что работа на приток является одним из направлений повышения технико – экономических показателей шахтного водоотлива за счет уменьшения капитальных и эксплуатационных затрат.

Организация непрерывной круглосуточной работы шахтного водоотлива требует необходимости регулирования центробежных насосов, являющихся основными средствами откачки воды.

Известными основными способами регулирования центробежных насосов являются:

- изменение частоты вращения ротора электродвигателя;
- изменение сопротивления нагнетательного трубопровода, т.е. регулирование задвижкой;
- изменение напорной характеристики насоса, подачей воздуха во всасывающий трубопровод.

Регулирование центробежных насосов изменением частоты вращения ротора приводного электродвигателя (применение ступенчатого регулирования частоты вращения за счет использования двухскоростных двигателей, многоскоростных редукторов) является наи-

более универсальным и экономичным, но имеет ограниченную глубину регулирования в сторону снижения подач из-за возможной потери устойчивости рабочего режима насоса, т.к. минимальное снижение частоты вращения

$$n_{\min} = n \sqrt{\frac{H_{\Gamma}}{H_{o\min}}}, \quad (1)$$

где n и n_{\min} – частота вращения соответственно асинхронная для данного электродвигателя и минимально допустимая при регулировании; H_{Γ} – геометрическая высота; $H_{o\min}$ – напор насоса при закрытой задвижке.

Так как, из условия обеспечения устойчивой работы насоса необходимо выполнение условия

$$\frac{H_{\Gamma}}{H_{o\min}} \leq 0,95 \quad (2)$$

то

$$n_{\min} = 0,98n \quad (3)$$

и соответственно

$$H_{o\min} = \frac{H_{\Gamma}}{0,95} \quad (4)$$

что определяет низкую глубину регулирования в сторону снижения подачи.

Регулирование изменением характеристики сети при неизменной напорной характеристике насоса достигается увеличением сопротивления сети «а», при котором увеличиваются потери напора aQ^2 . Характеристика сети пойдет круче и пересечет характеристику насоса левее, в результате чего будет достигнута подача насоса, равная притоку при его уменьшении.

Перемещение рабочей точки влево по характеристике насоса связано с увеличением напора насоса, а соответственно с дополнительным увеличением расхода электроэнергии.

Указанные недостатки регулирования задвижкой создают дополнительные трудности при эксплуатации и увеличивают удельную энергию на подъем воды.

Регулирование впуском воздуха во всасывающий трубопровод является наиболее технологически простым и легко осуществимым способом, не требующим коренной перестройки работы шахтного

водоотлива и экономически целесообразным в сравнении с ранее рассмотренным способом.

При регулировании впуском воздуха во всасывающий трубопровод уменьшение подачи насоса происходит за счет уменьшения объема всасываемой воды, а уменьшение напора развиваемого насосом за счет уменьшения плотности водовоздушной смеси, откачиваемой насосом в сравнении с плотностью воды, при этом напорные характеристики насоса подобны характеристикам получаемым регулированием частотой вращения.

В настоящее время известны три основные возможные способы подвода воздуха во всасывающий трубопровод.

В первом способе воздух подводится ко всасу насоса посредством трубки с отверстиями на различных уровнях. При достижении (уменьшении) уровня воды в водосборнике от установившегося в случае уменьшения притока открываются последовательно отверстия на трубке (рис.1) в результате чего увеличивается количество подсосываемого воздуха и соответственно уменьшается подача насоса. Уменьшение подачи насоса будет происходить до тех пор, пока уменьшившийся приток $Q'_{пр}$ не станет равным подаче насоса Q'_H (рис. 2). При увеличении притока $Q''_{пр}$ уровень воды в водосборнике ∇' будет повышаться и закрывать отверстия на трубке, количество воздуха подсосываемого в сас будет уменьшаться, подача насоса возрастет и этот процесс будет происходить так же до тех пор, пока увеличившийся приток не уравнивается с подачей насоса $Q''_H = Q''_{пр}$.

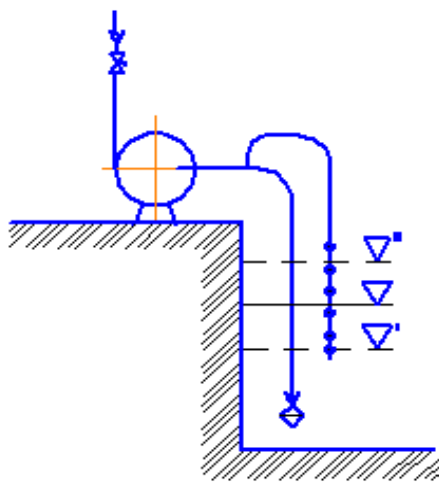


Рисунок 1 – Подвод воздуха посредством трубки с отверстиями

Недостатками этого варианта подвода воздуха является:

- ступенчатое регулирование, т.к. каждому ряду отверстий на трубке соответствует своя характеристика насоса;
- заиливание отверстий и зарастание из-за их малых размеров, агрессивности шахтной воды и наличия взвешенных твердых частиц в шахтной воде.

Во втором варианте (рис. 2) осуществляется верхний подвод воздуха во всас насоса из атмосферы через патрубок с регулируемым дросселем. При данном подводе воздуха во всасывающем трубопроводе в месте подсоединения патрубка имеется большое разрежение, зависящее от высоты всасывания. Поэтому незначительные изменения сопротивления дросселя в сторону уменьшения способны привести к резкому изменению (снижению) характеристики насоса из-за значительного увеличения количества подсосываемого воздуха вплоть до срыва подачи насоса. Данный вариант подвода воздуха возможен при обеспечении очень тонкого регулирования, при этом аппаратура автоматизации достаточно сложна и соответственно ненадежна.

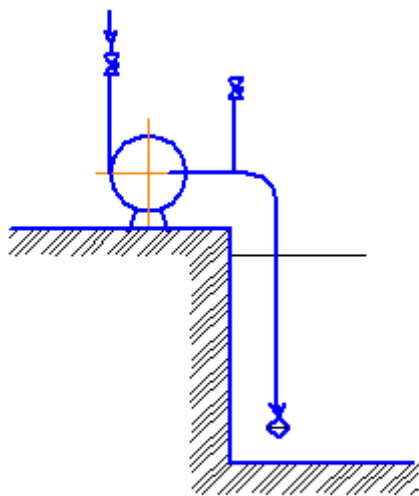


Рисунок 2 – Верхний подвод воздуха.

Третий вариант предусматривает подвод воздуха во всасывающий трубопровод ниже уровня воды в колодце, но выше приемного клапана точка N (рис. 3).

Принцип регулирования заключается в следующем:

Давление в точке подвода воздуха $N(p_N)$ определяется гидростатическим давлением столба жидкости над точкой подвода и потерей давления во всасывающем трубопроводе на участке l_{Π}

$$p_N - p_a = \rho gh - \rho ga Q^2, \quad (5)$$

где ρ - плотность воды; h - уровень воды над точкой подключения трубки;

p_a - атмосферное давление; p_N - абсолютное давление в точке N ;

a - сопротивление всасывающего трубопровода на участке l_{II} ;

Q - подача насоса.

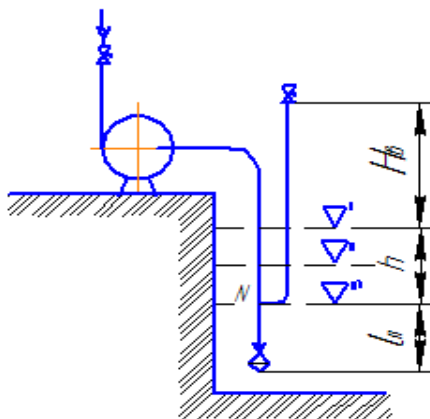


Рисунок 3 - Регулирование насосных установок нижним подводом воздуха.

Если при некотором уровне воды ∇^I в водосборнике имеет место неравенство

$$\rho gh - \rho ga Q^2 > 0, \quad \text{то} \quad (6)$$

$$p_N - p_a > 0. \quad (7)$$

Это значит, что давление в точке подключения трубки больше атмосферного, соответственно подсоса воздуха нет, насос работает на естественной характеристике.

При уменьшении $Q_{пр}$ понижается уровень воды в водосборнике, уменьшается h , а следовательно и гидростатическое давление столба ρgh . В связи с тем, что насос еще продолжает работать на естественной характеристике потери давления не изменяются т.к. Q_{const} .

При некотором уровне ∇^I наступает равенство

$$\rho gh = \rho ga Q^2, \quad (8)$$

в этом случае

$$p_N = p_a \quad (9)$$

Давление в точке N равно атмосферному. Трубка подвода воздуха полностью заполнена воздухом, но подсоса еще нет. Уровень ∇^{II} является минимальным для работы насоса на естественной характеристике.

При дальнейшем снижении уровня до ∇^{III} имеет место неравенство

$$\rho gh < \rho ga Q^2, \quad (10)$$

в этом случае

$$p_N < p_a, \quad (11)$$

и воздух поступает во всасывающую трубу.

Дальнейшее снижение $Q_{\text{ПР}}$ и уровня воды в водосборнике приводит к росту вакуума в точке N, а следовательно к увеличению количества подсосываемого воздуха и автоматическому плавному бесступенчатому переходу работы насоса на еще более низкую характеристику насоса до выравнивания $Q_{\text{ПР}}$ и $Q_{\text{Н}}$. Как только будет достигнуто равенство

$$Q_{\text{ПР}} = Q_{\text{Н}}, \quad (12)$$

то уровень воды в водосборнике стабилизируется.

В случае, если произойдет увеличение притока $Q_{\text{ПР}}$, наступит рассогласование

$$Q_{\text{ПР}} > Q_{\text{Н}}, \quad (13)$$

и процесс регулирования будет происходить в обратном порядке.

Преимуществами данного варианта подвода воздуха является:

- возможность плавного бесступенчатого автоматического регулирования количества подсосываемого воздуха, а соответственно и переход на новую искусственную характеристику насоса;

- простота регулирования и отсутствие всяких дополнительных устройств контроля и управления;

- отверстия подвода воздуха не засоряются и не заиливаются т.к. верхний конец трубки выведен в атмосферу, а в точке подключения трубки ко всасывающему трубопроводу сечение может быть достаточно большим;

- подсос воздуха из атмосферы и ввод его во всасывающую трубу ниже уровня воды в водосборнике создает эффект лифтирования (эрлифта) при движении водовоздушной смеси во всасывающей тру-

бе насоса, что благоприятно сказывается на работе насоса, т.к. приводит к уменьшению геометрической высоты всасывания, а соответственно отдалению от кавитационного режима работы насоса.

На практике метод регулирования насосов подводом воздуха не нашел широкого применения с момента научного обоснования эффективности работы данной схемы, особенно связанной с экономией электроэнергии. На шахтах применяются более затратные схемы, но с точки зрения организаторов производства, более надежные, связанные с постоянным контролем за работой водоотлива.

Основным недостатком схемы, является тот факт, что относительный расход воздуха [2] не должен превышать 20%, так как при больших значениях наступает разрыв потока, что отрицательно сказывается на работе насосной установки.

При нехватке глубины регулирования по подаче в сторону снижения, применяется метод (рис.4) регулирования насосов нижним подводом воздуха и сбросом части воды в колодец.

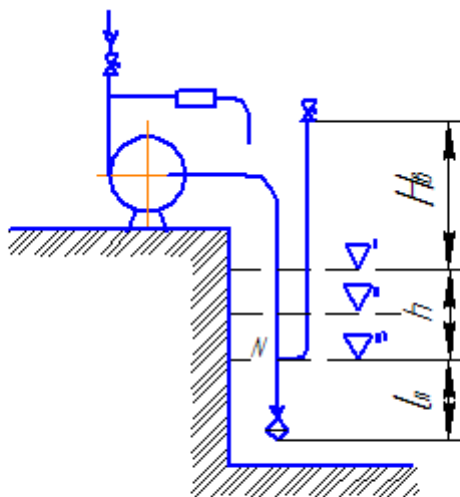


Рисунок 4 – Регулирование насосных установок нижним подводом воздуха и сбросом части воды в колодец.

Все рассмотренные выше способы регулирования, дают возможность изменять режимы работы установок, как правило, в сторону снижения подачи.

Список источников.

1. Малеев В.Б., Малашкина В.А. Водоотлив и дегазация угольных шахт. - М.: "Недра", 1995. - 208 с.
2. Гейер В.Г., А.И. Махинин, Н.В. Блошенко Определение оптимальной глубины регулирования насосов при их работе на приток // Водоотлив глубоких шахт. - Донецк, 1972. - с. 61-67.
3. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: Учебник для вузов. - М.: Недра, 1987. - 270с.

Е.С. Гусенцова, аспирантка, кафедра «Гидрогазодинамика»
Восточнoукраинского национального университета имени
Владимира Даля

ВЫБОР МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОХЛАЖДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ТЕПЛОВОЗА

Выполнен анализ модели турбулентности при моделировании течения газа в проточной части охлаждающего устройства тепловоза, предложена аэродинамически оптимальная конструкция проточной части.

Интерес к проблеме математического моделирования систем охлаждения транспортных устройств значительно возрос в связи с возросшими требованиями к внутренней и внешней экологии. В литературе публикуются различные материалы, прямо или косвенно отражающие различные аспекты этой сложной проблемы.

Процессы, формирующие тепловую обстановку в тепловозах, необходимо рассматривать в неразрывной связи между собой, поскольку их взаимовлияние является существенным. Особое влияние оказывает движение воздушной среды в системе охлаждения на процесс теплообмена между элементами конструкции и воздухом. Поэтому при построении математической модели нестационарных аэротермодинамических характеристик системы является важным совместное рассмотрение процессов теплообмена и движения воздушной среды в системах охлаждения.

Чтобы рассчитать турбулентные течения путем решения приведенной выше системы уравнений, необходимо принять гипотезу замыкания для кажущихся турбулентных напряжений и тепловых потоков [1]. Все существующие модели турбулентности имеют недостатки. Окончательная модель турбулентности еще не создана. Актуальной задачей современных исследователей в области аэрогидромеханики является разработка моделей, которые имеют приемлемую точность в ограниченном диапазоне условий течения.

Детальный обзор моделей турбулентности показал, что одной из наиболее употребительных моделей с двумя уравнениями является $(\bar{k} - \varepsilon)$ – модель, впервые предложенная Хэрлоу и Накаямой. Параметр ε есть скорость диссипации турбулентности. Предполагается, что он связан с другими модельными параметрами формулой

$$\varepsilon = C(\bar{k})^{3/2} / l_\varepsilon,$$

где l_ε – масштаб диссипации и C – постоянная.

Тогда турбулентная вязкость выражается следующим образом:

$$\mu_T = \frac{C_\mu \rho (\bar{k})^2}{\varepsilon} = c' \rho (\bar{k})^{1/2} l_\varepsilon. \quad (1)$$

Накоплен большой опыт работы с этой моделью, в основном для течений, в которых свойства жидкости изменялись мало.

Для кинетической энергии турбулентности используется уравнение в форме

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_T \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho \bar{k} \right), \quad (2)$$

где μ_T – коэффициент турбулентной вязкости и \bar{k} – кинетическая энергия турбулентности, $\bar{k} = \overline{u_i' u_j'} / 2$.

В данном уравнении последний член интерпретируется как плотность, умноженная на скорость диссипации $\rho \varepsilon$. Чтобы замкнуть систему, добавляется параболическое уравнение переноса для ε (здесь оно записано для несжимаемой жидкости):

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_T}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{C_2 \mu_T \varepsilon}{k} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - \frac{C_3 \rho \varepsilon^2}{\bar{k}}. \quad (3)$$

Члены в правой части уравнения (4) можно интерпретировать как диффузию, скорость генерации и диссипации ε . Типичные значения констант модели приведены в табл. 1.

$$\mu_T = \rho \nu_T l \quad (4)$$

где ν_T и l – характерные масштабы скорости и длины турбулентности соответственно.

Таблица 1 - Константы для $(\bar{k} - \varepsilon)$ – модели

C_μ	C_2	C_3	Pr_k	Pr_ε	Pr_T
0,09	1,44	1,92	1,0	1,3	0,9

$$N_i = \frac{1}{2A} \left[\frac{2A}{3} + (Y_j - Y_k)s + (X_j - X_k)t \right]. \quad (5)$$

В современных охлаждающих устройствах дизелей тепловозов, как показывает анализ, вынужденное движение воздуха имеет турбулентный характер, при этом можно пренебречь сжимаемостью воздуха [4] и влиянием пограничного слоя, так как толщина его во много раз меньше размеров любого сечения каналов.

Создание тепловозов серии ТЭ10, 2ТЭ10Л, ТЭП60, ТГ106, ТЭ109, М62 потребовало проведения дальнейших исследований аэродинамических характеристик охлаждающих устройств различных типов и конструкций. Исследования, проведенные на стендах и тепловозах ТГ106, 2ТЭ10Л и М62, позволили оценить влияние различных элементов конструкции воздушного тракта шахты на производительность вентиляторной установки. Было установлено, что основные потери энергии воздушного потока в шахте происходят на входе в коллектор вентиляторной установки.

Исследования показали, что существует неравномерность полей скорости воздушного потока перед радиатором и на входе в шахту охлаждающих устройств тепловозов. При этом степень неравномерности полей скорости воздуха зависит от относительного положения панелей радиатора и вентиляторов, соотношения высоты и ширины фронта панелей радиатора и других факторов и влияет на аэродинамические характеристики шахты охлаждающего устройства.

Испытания натуральных образцов охлаждающих устройств (на стендах и тепловозах) позволили решить задачи создания и доводки охлаждающих устройств тепловозов и накопить некоторые экспериментальные данные для последующего проектирования. Однако они характеризовались значительными трудностями и имели серьезные недостатки. Поэтому многие дальнейшие исследования были проведены на моделях охлаждающих устройств.

В результате исследований на моделях аэродинамических характеристик охлаждающих устройств дизелей тепловозов ТЭЗ, 2ТЭ10Л, 2ТЭ116 и 2ТЭ121 получены рекомендации по их совершенствованию.

Работа, проведенная на моделях и натуральных образцах, позволила изучить рабочий процесс и дать определенные рекомендации по выбору рациональной компоновки охлаждающих устройств и первые обобщенные зависимости, необходимые для расчета устройств со всасывающей и нагнетательной аэродинамическими схемами. Работы по дальнейшему изучению рациональных аэродинамических схем и конструкций шахт, вентиляторных установок, жалюзи и других эле-

ментов охлаждающих устройств были актуальными и в последние годы проводились с целью определения влияния на аэродинамические характеристики шахт, вентиляторных установок и жалюзи основных элементов и размеров охлаждающих устройств, получения обобщенных зависимостей для коэффициентов сопротивления шахты и жалюзи с учетом специфических условий их работы, разработки методики расчета охлаждающих устройств и в конечном итоге РТМ по расчетам и проектированию тепловозов.

В результате исследований, проведенных с использованием матрицы по методу математического планирования эксперимента, что позволяет сократить число испытываемых вариантов универсальной модели охлаждающего устройства до 25, установлено, что потери энергии в шахте охлаждающих устройств всасывающего типа в основном зависят от геометрических параметров воздушного тракта, определяющих площадь фронта панелей радиатора, степень сужения и угол поворота потока воздуха в шахте [2].

Наибольшие потери в шахте имеют место при сужении потока на входе в вентиляторную установку. Поэтому в охлаждающих устройствах стремятся применять коллектор с плавным входом, который имеет наименьшее аэродинамическое сопротивление и наилучшим образом формирует поток перед вентиляторным колесом. Однако при установке плавного коллектора могут увеличиваться потери энергии, связанные с образованием вихревых зон (так называемых воздушных мешков) в пространстве между коллектором, радиатором и боковыми стенками кузова. Чем меньше расстояние между коллектором и панелью радиатора, тем меньше доля этих потерь, и эффект от установки коллектора с плавным входом увеличивается.

Испытания моделей шахт, в том числе с перегородкой по продольной плоскости симметрии, показали, что разница полученных результатов не выходит за пределы точности измерений. Поэтому исследование влияния проходящего потока воздуха проводили на моделях, имитирующих половину шахты.

В ходе данной работы было проведено численное исследование шахты охлаждающего устройства тепловоза 2ТЭ10Л. При интегрировании математической модели внутри расчетной области, была получена следующая картина течения.

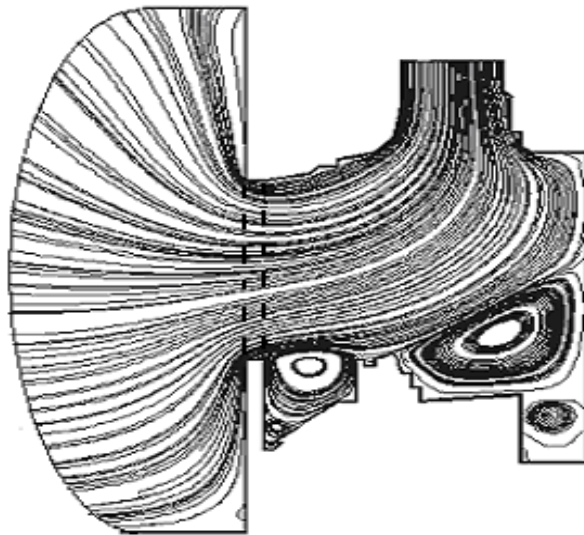


Рисунок 1 - Линии тока, полученные интегрированием уравнения движения для существующей конструкции шахты охлаждающего устройства

Полученная картина течения является физически непротиворечивой. Адекватность математической модели должна быть проверена сравнением расчетных и экспериментальных данных.

Выводы.

1. Выполнен анализ модели турбулентности, показано, что для рассматриваемого случая наилучшие результаты дает модель длины пути смешения с демпфирующей функцией ван Дриста.

2. Предварительные расчеты показали, что полученная картина течения является физически непротиворечивой. Конструкция проточной части не является аэродинамически оптимальной. При протекании воздуха возникают вихревые зоны, что свидетельствует о значительных потерях давления.

Список источников.

1. Андрийчук К.Н., Андрийчук Н.Д. Математическое моделирование аэродинамических характеристик элементов и систем вентиляции/ К.Н.Андрийчук, Н.Д. Андрийчук. – Луганск: Издательство СНУ им. В. Даля, 2005. – 88с.
2. Гусенцова Я.А., Андрийчук К.Н., Коваленко А.А., Соколов В.И. Системы вентиляции: моделирование, оптимизация / Я.А. Гусенцова, К.Н. Андрийчук, А.А. Коваленко, В.И.Соколов. – Луганск: Издательство СНУ им. В. Даля, 2005. – 192 с.
3. Емцов Б. Т. Техническая гидромеханика: Учебник для вузов по специальности “Гидравлические машины и средства автоматизации”. – 2-е изд., перераб. и доп./ Б. Т. Емцов. - М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.
4. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа/ Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1978. – 735 с.
5. Fitzner K. 1996. Displacement Ventilation and Cooled Ceilings, Results of Laboratory Tests and Practical Installations Proc. Indoor Air 1996, Nagoya.

Д.С. Жуковский, студент,
В.И. Лазаренко, ст. преподаватель,
Донецкий национальный технический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКИХ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СМЕСИ В НАПОРНЫХ И БЕЗНАПОРНЫХ ПОТОКАХ

В работе приведен критический анализ различных формул, для определения критической скорости движения гидро. смеси, предложено деление этих формул на две группы и даны рекомендации по проведению дальнейших теоретических и экспериментальных исследований турбулентной структуры взвесенесущих потоков и их интегральных характеристик.

В течении XX столетия изучению критических режимов и определению критических скоростей движения гидравлической смеси в напорных и безнапорных потоках уделялось значительное внимание. Многие исследователи, учитывая, что гидротранспорт при скоростях, близких критическим, является наиболее экономичным, считали, что без знания значений критической скорости нельзя грамотно и надёжно спроектировать гидротранспортные установки.

Критической скоростью принято называть минимальную среднюю скорость потока гидросмеси, при которой твёрдые частицы данной крупности и плотности или начинают осаждаться, или находятся на пределе выпадения, или, находясь во взвешенном состоянии, ещё не осаждаются. Таким образом, большинство исследователей в понятие критической скорости вкладывают приблизительно один и тот же смысл. При определении критической скорости наметились три совершенно различных способа.

Первый основан на визуальном наблюдении за началом выпадения твёрдых частиц на дно. Этот способ полностью отвечает понятию критической скорости и имеет достаточную точность для практических расчётов.

Второй способ основан на соответствующей обработке опытного материала, представленного в виде кривых $i_r=f(v)$. На графиках, построенных в координатной сетке i_r-v находится точка минимальных удельных потерь напора, соответствующая определённой скорости и принимается равной критической. Проведенные нами опыты показали, что значения критических скоростей, определённых по та-

кому методу, могут значительно отличаться от значений, полученных непосредственно из опыта визуальным путём. К такому же выводу пришли и учёные А.П. Юфин и А.С. Стариков. Таким образом, значения критических скоростей, полученных по второму способу, не могут служить надёжной основой для отысканий зависимости $i_r = f(v)$, но критическая скорость здесь определяется как точка, соответствующая пересечению кривой зависимости $i_r = f(v)$, построенной для чистой воды, и кривой зависимости $i_r = f(v)$, построенной для гидросмеси, где i_r выражено высотой столба гидросмеси. По этому способу определяется не критическая скорость в обычном понимании, а какая – то другая скорость, не соответствующая понятию критической, которую А.П. Юфин предложил назвать второй критической скоростью.

Каждая из критических скоростей, найденная по трём приведенным выше способам, имеет определённый физический смысл и характеризует определённый режим течения гидросмеси. Критическая скорость находится в сложной зависимости от таких параметров гидротранспортирования как диаметр трубопровода D , консистенция твёрдого S , плотность твёрдого ρ_r и средний размер частиц транспортирования d_{cp} . Эта зависимость одними авторами раскрывается путём некоторых теоретических построений, другими, путём использования теории размерностей, а третьими – чисто эмпирически, но всегда привлекается опытный материал, полученный по одному из упомянутых способов.

В настоящее время различными авторами предложено большое число формул для определения критической скорости. Все предложенные формулы можно разделить на две группы. К первой группе формул, по которым определяется первая критическая скорость, следует отнести формулы А.П. Юфина, А.Е. Смолдырева, В.В. Трайниса, А.Е. Иванова, В.В. Каткульского, Ф.М. Чернышова, Г.Н. Ропера, Дюрана, Жибера и других. Эти формулы имеют большое практическое значение, так как по ним определяется скорость, соответствующая, с точки затрат энергии, наиболее экономичному режиму гидротранспортирования. В практике проектирования в качестве оптимальной расчётной скорости обычно выбирается близкое к этой скорости значение.

Ко второй группе формул, по которым определяется вторая критическая скорость, относятся формулы В.С. Кнороза, М.А. Дементьева, П.Д. Евдокимова и Б.Е. Романенко. Критическая скорость, вычис-

ленная по этим формулам, в 1,5 – 2,5 раза превышает первую и не является наиболее экономичной с точки зрения затрат энергии на гидротранспорт. Если в качестве расчётной скорости принять вторую критическую скорость, то затраты энергии сильно возрастут и работа такой гидротранспортной установки станет неэкономичной. Давая общую оценку расчётных зависимостей для определения критической скорости, следует учесть следующее. Большинство из предложенных формул является аналитическим выражением результатов экспериментальных исследований, поэтому они справедливы только для тех условий, для которых были получены опытным путём. Кроме того, достоверность этих формул зависит от качества и объёма экспериментального материала, послужившего основой для получения расчётных зависимостей, методики обработки опытных данных, а также от теоретических предпосылок и надлежащего анализа предложенных взаимосвязей основных параметров.

Между тем многие авторы, выполнив исследования при весьма ограниченном диапазоне изменения параметров гидротранспортирования и поэтому, располагая скромным экспериментальным материалом, не ограничивают область применения полученных или экспериментальных зависимостей. Одни из них не оговаривают, для каких условий применены предложенные расчётные зависимости, другие – неоправданно и бездоказательно пытаются расширить область их применения. Учитывая чрезвычайную разнообразность условий гидротранспорта, к выбору той или иной расчётной зависимости следует относиться очень осторожно и принимать только ту, которая в наибольшей мере отвечает конкретным условиям данного объекта проектирования. Подводя итог обзору теоретических и экспериментальных работ, посвящённых взвесенесущим потокам, можно сделать следующие выводы:

1. Несмотря на усилие многих исследователей, до сих пор не создано достаточно строгой теории движения двух фазных потоков, имеющей физическое и математическое обоснование. Большинство из предложенных уравнений движения взвесенесущих потоков представляют собой не замкнутые системы, из которых не представляется возможным получить решение основных задач гидротранспорта.

2. Приведенные экспериментальные исследования кинематической структуры взвесенесущих потоков в подавляющем большинстве случаев выполнены в безнапорных потоках при очень низких концентрациях и дают лишь более или менее полное представление о том,

как изменяется скоростное поле потока под влиянием твёрдой компоненты. Они качественно подтверждают закон изменения концентрации твёрдых частиц по глубине потока, полученный на основе полуэмпирических решений, однако не дают надёжных обобщающих количественных зависимостей для построения профиля скорости и концентрации по сечению потока, особенно для практических случаев напорного гидротранспортирования в трубопроводах, в которых консистенция гидросмеси может быть в сотни раз больше, чем в проведенных опытах.

3. За годы независимости Украины отечественными учёными и практическими работниками проведена огромная работа по изучению гидротранспорта твёрдых материалов в трубопроводах. Накоплен обширный экспериментальный материал по интегральным характеристикам, на основе которого предложено большое число расчётных приёмов и формул, позволяющих для определённых условий определить гидравлический уклон и критическую скорость. Однако проведенная работа в этой области не может считаться достаточной для удовлетворения возросших запросов практики, особенно в связи с расширением области применения гидротранспорта в различных отраслях народного хозяйства.

Таким образом, возникает настоятельная необходимость в проведении по широкой программе теоретических и экспериментальных исследований турбулентной структуры взвешенных потоков и их интегральных характеристик.

Список источников.

1. Юфин А.П. Гидромеханизация.- М.: Изд. лит. по строительству, 1965.- 496 с.
2. Смолдырев А.Е. Гидро- и пневмотранспорт.- М.: Недра, 1975.- 383 с.
3. Куприн А.И. Безнапорный гидротранспорт.- М. Недра, 1980.- 244 с.

С.Н. Зиновьев, канд. техн. наук, доц.,
Д.С. Дегтярев, магистр,
Красноармейский индустриальный институт
Донецкого национального технического университета

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ ЩЕКОВЫХ ДРОБИЛОК

Представлен анализ рабочих процессов щековой дробилки с простым движением щеки. Рассмотрена возможность модернизации щековых дробилок без изменения геометрических параметров рабочей камеры.

Большая часть добываемых полезных ископаемых не могут использоваться в своем первоначальном виде для непосредственного производства. Это связано тем, что конечные технологические процессы переработки полезного ископаемого становятся техникой и экономически целесообразными только при содержании в нем определенного минимума добываемого компонента. Повышение концентрации ценных компонентов в поступающем сырье осуществляется процессами обогащения, которые невозможны без измельчения (дробления) материала. Дробление также является основным процессом при производстве строительных материалов.

В горнорудной и цементной промышленности дробление является подготовительным процессом, так как получаемый после дробилок продукт направляется на дальнейшую переработку. В других случаях, например в промышленности строительных материалов при производстве щебня или в угольной промышленности при дроблении угля для брикетирования, коксования и др., после дробилок получается конечный (товарный) продукт. В металлургической промышленности в среднем около 40% стоимости и до 60% энергии, затрачиваемых на переработку руды, приходится на процессы измельчения щековыми дробилками. Поэтому определение оптимальных рабочих режимов является актуальной технической задачей

В щековых дробилках число рабочих ходов подвижной щеки в минуту принято определять временем, необходимым для разгрузки камеры дробления. При обычном механическом приводе с помощью кривошипного механизма продолжительность хода сжатия и холостого хода одинакова, и потому частота вращения эксцентрикового вала

представляет собой для данного типоразмера дробилки вполне определенную конструктивно ограниченную величину.

Попытки сократить время цикла путем увеличения частоты вращения вала выше определенного предела для дробилок обычных конструкций не приводят к повышению производительности. Вместе с тем эксперименты показали, что, сокращая общий период цикла путем уменьшения времени хода сжатия, но с сохранением длительности разгрузки, можно увеличить число качаний подвижной щеки в единицу времени и тем самым повысить производительность дробилки.

Имеется много изобретений по созданию жесткого механического привода, обеспечивающего такое движение подвижной щеки, однако конструкция привода получается весьма сложной. Если применить гидравлический привод, то неравномерное движение подвижной щеки, как оказалось, может быть осуществлено сравнительно просто и достаточно надежно. Первым щековую дробилку с гидравлическим приводом предложил канадец К. Гольди (К. Gauldie). Принципиальная схема дробилки с гидроприводом показана на рис. 1 а, а сравнительная диаграмма перемещений подвижных щек дробилки с гидроприводом (пунктирная линия) и дробилки с обычным кривошипным приводом (сплошная линия) на рис. 1 б.

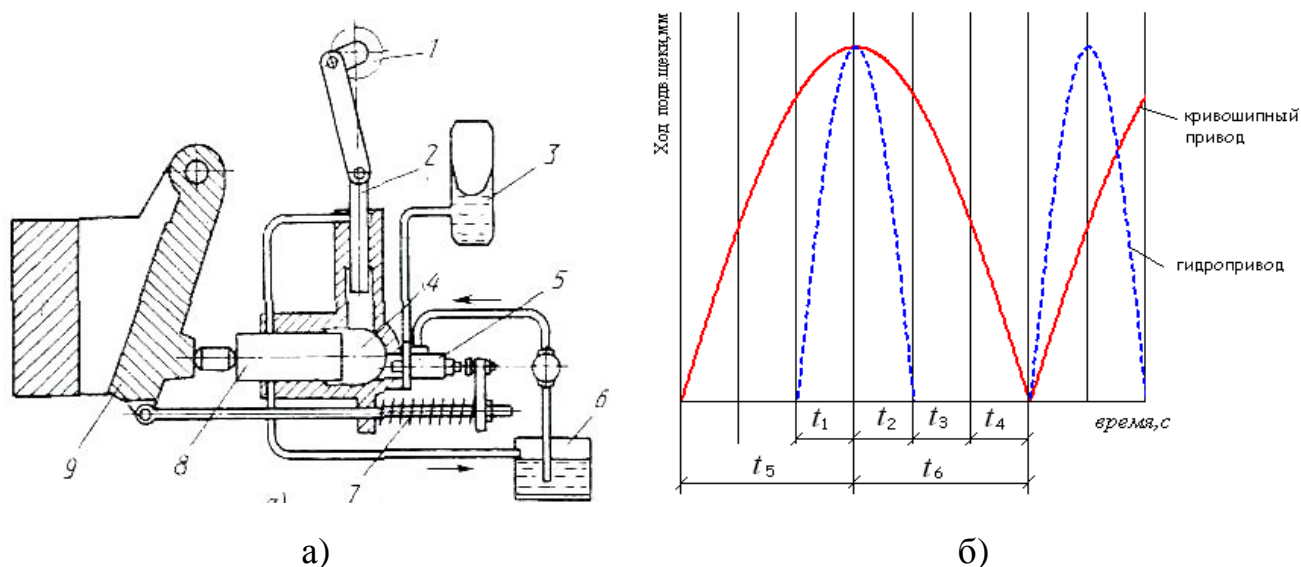


Рисунок 1 – Щековая дробилка с гидравлическим приводом

От эксцентрика 1 приводится в движение плунжер 2 малого диаметра. Перемещаясь по вертикали вниз за время t_1 , он вытесняет в большой цилиндр 4 определенный объем рабочей жидкости, благода-

ря чему перемещается поршень 8 и осуществляется ход сжатия щеки 9 (отметим, что ход сжатия дробилки с кривошипным приводом осуществляется за время t_5). Затем при подъеме плунжера 2 подвижная щека и поршень 8 возвращаются в исходное положение под действием оттяжной пружины 7, на что затрачивается время t_2 . При следующем движении плунжера 2 вниз (время t_3), специальный клапан 5 направляет жидкость в резервуар 3, со сжатым воздухом, благодаря чему рабочий поршень 8, а следовательно, и подвижная щека 9 остаются в исходной позиции. Во время следующего подъема плунжера (время t_4) жидкость выходит из резервуара, после чего клапан 5 закрывается. При новом опускании плунжера цикл повторяется. Таким образом, каждый второй ход плунжера вниз является холостым. Резервуар 6 служит для добавления масла в цилиндр при изменении выходной щели и компенсации утечек. В результате частота вращения коленчатого вала гидропривода в 2 раза больше числа качаний подвижной щеки, а продолжительность t_2 хода сжатия занимает 25% общего периода цикла.

Из графика на рис. 1 б видно, что при одинаковой продолжительности времени открытия выходной щели у дробилки с кривошипным приводом и дробилки с гидроприводом (т.е. $t_2 + t_3 + t_4 = t_6$) в последней число качаний подвижной щеки в 1,5 раза больше, следовательно, и производительность дробилок с гидроприводом на 50% больше. Конструкция гидросистемы обеспечивает также надежную защиту дробилки от перегрузок.

Часто при модернизации предприятий стоит задача увеличения производительности. Причем не всегда технологическая линия установлена так, что можно легко изменить габариты оборудования. Увеличить производительность конвейера при сохранении габаритов можно за счет увеличения скорости движения гибкого тягового органа. А повышения производительности дробилок, как показано ранее, невозможно достичь простым увеличением частоты вращения эксцентрикового вала. Следовательно, технической задачей является разработка конструкции дробилки с гидроприводом, решение которой невозможно без выбора рациональных параметров гидроблока. Поэтому актуальной научной задачей является выбор рациональных параметров дробилки с гидроприводом. Для этого необходимо решить следующие задачи:

1. создать модель щековой дробилки с гидроприводом;

2. исследовать полученные модели и установить необходимые зависимости;
 3. выбрать оптимальные параметры гидропривода дробилки.
- Результаты создания модели приведены на рисунке 2.

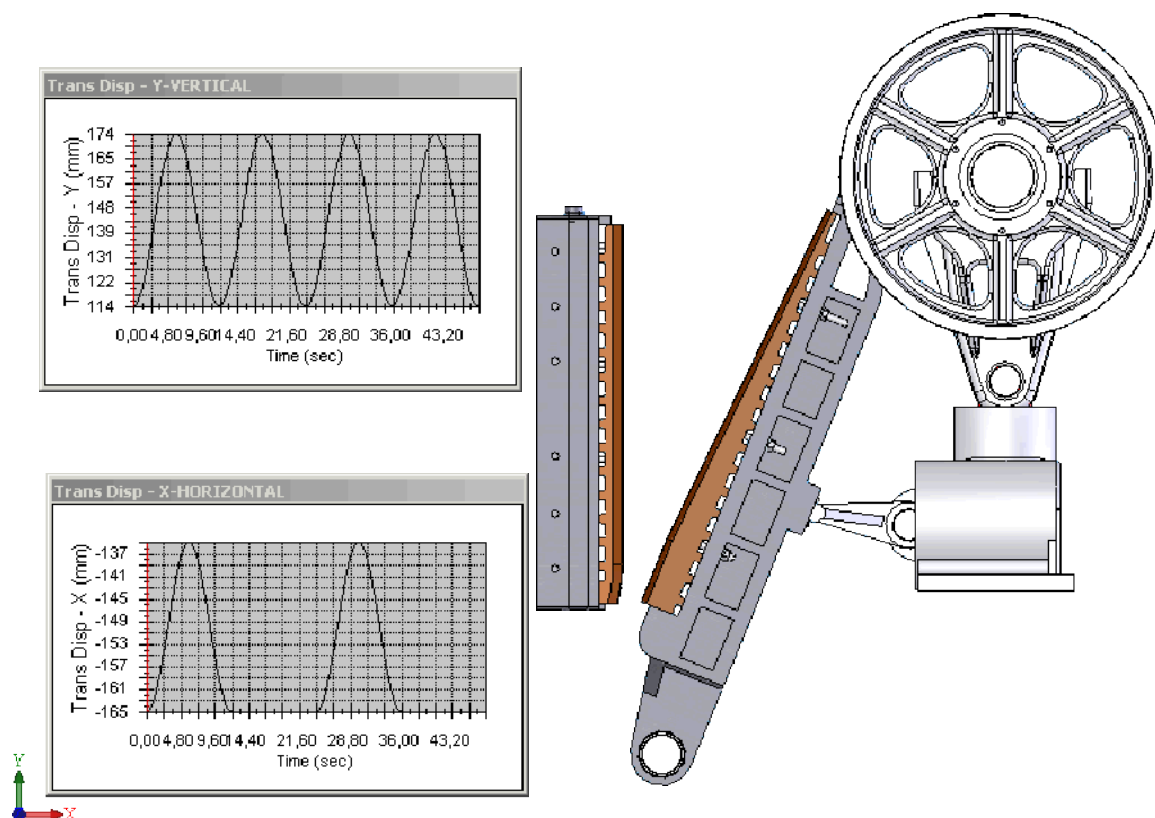


Рисунок 2 – Трехмерная твердотельная модель щековой дробилки с гидравлическим приводом

Список источников

1. Олевский В. А. Конструкции, расчеты и эксплуатация дробилок. – М: ГНТИЛЧЦМ, 1958 – 459 с.
2. Клушанцев Б. В., Косарев А. И., Муйземнек Ю. А. Дробилки: Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. – М: Машиностроение, 1990 – 320 с.
3. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Авторы: Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.Б., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

УДК 621.863.2

С.Н. Зиновьев, канд. техн. наук, доц., **С.С. Хорошун**, магистр,
Красноармейский индустриальный институт
Донецкого национального технического университета

МОДЕЛИРОВАНИЕ УЗЛА АМОРТИЗАЦИИ ВИБРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Представлен анализ работы амортизационных узлов вибрационных мельниц. Проведено трехмерное твердотельное моделирование узла амортизации для последующего расчета конструктивных параметров.

Тонкое и сверхтонкое измельчение железных руд и других полезных ископаемых становится в настоящее время одной из главных проблем в области обогащения. В последнее время на некоторых ГОКах стоят вопросы измельчения железных руд до крупности 0,03-0,02мм и получения тонкоизмельченных продуктов для изготовления изделий из огнеупорных материалов, радиокерамики, изделий из металлических порошков и др.

В мировой практике для целей тонкого измельчения большое распространение получили вибрационные мельницы. Горизонтальные мельницы имеют одну или несколько камер, установленных в одном корпусе, который приводится в движение одним или несколькими инерционными вибраторами. Приводом мельниц, как правило, служит жесткий эксцентриковый механизм.

Для создания вибрационных мельниц больших объемов и производительностей являются мельницы с вертикальным расположением помольной камеры. В отличие от других типов вертикально расположенному цилиндрическому корпусу этой мельницы сообщаются колебания вдоль его оси. Вследствие этого мелящиеся тела взаимодействуют с днищем рабочего цилиндра и между собой преимущественно с ударом. Загрузка измельчаемого материала осуществляется в верхней части, откуда он самотеком перемещается к месту разгрузки, одновременно заполняя всю площадь поперечного сечения рабочего цилиндра. Благодаря этой конструкции имеет место меньший, чем в обычных вибрационных мельницах, износ шаров и более полное использование рабочего пространства мельницы.

Для измельчения материалов на обогатительных фабриках горнорудной и других областей промышленности в основном применяются стержневые и шаровые барабанные мельницы. Эти мельницы

обеспечивают переработку больших потоков материалов, что является главных их преимуществом перед другими типами измельчительных аппаратов. Наряду с этим барабанные мельницы имеют низкую интенсивность измельчения и, вследствие этого, малые удельные производительности при большом износе шаров.

В настоящее время вибрационные мельницы находят применение в химической промышленности, при производстве строительных материалов, металлокерамических и силикатных изделий и т.д.

Одним из развивающихся направлений повышения эффективности измельчения, получения более качественных концентратов и снижения их стоимости является применение вертикальных вибрационных мельниц.

Вертикальная вибрационная мельница (рисунок 1) состоит из помольных камер 1, загрузочной 2 и разгрузочной камер 3 и приводной секции 4. Исходный продукт поступает в загрузочную камеру через центральную трубу 5 на распределительное устройство 6. Конечный продукт выгружается через отверстие 7. Мельница приводится в колебательное движение вдоль вертикальной оси двухвальным инерционным вибратором, состоящим из валов–дебалансов 8 и 9. Валы-дебалансы соединены упругими муфтами 10 и синхронизатором 11. Двигатели 12 посредством клиноременной передачи передают вращение валам синхронизатора 11. Мельница устанавливается на фундаменте при помощи эластичных амортизаторов.

Особенностью вибрационных мельниц является одновременное участие всей технологической загрузки в процессе измельчения материала. Кроме того, вследствие высокой частоты колебаний вибрационных мельниц измельчаемый в вибрационных мельницах материал испытывает в единицу времени на один – два порядка больше ударов, чем шаровых барабанных мельницах. Естественно, энергия единичного удара шара вибрационной мельницы меньше, чем в барабанной, поэтому они малоэффективны при измельчении крупных материалов их следует применять при тонком и сверхтонком измельчении.

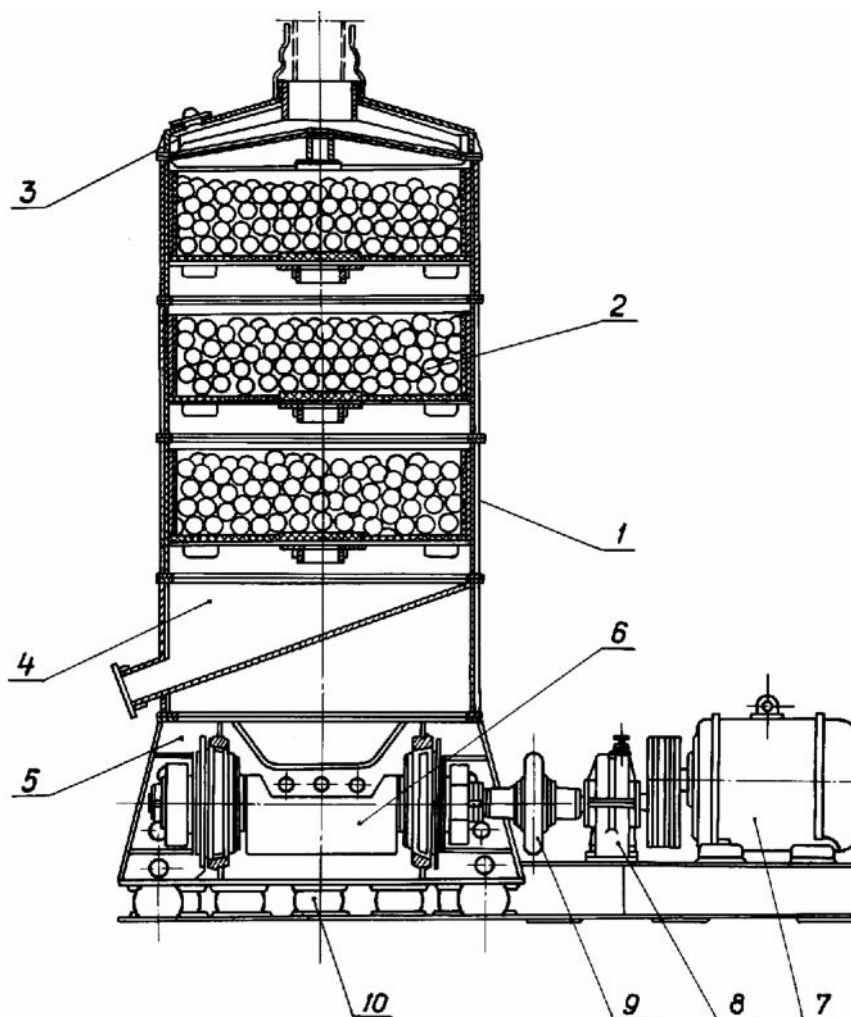


Рисунок 1 – Вертикальная вибрационная мельница

Разработано три модификации промышленных образцов мельниц, работающих в непрерывном режиме: однокамерная МВВ-0,7 с инерционным приводом и двухкамерные-уравновешенные марок МВВ-0,15-2 и МВВ-0,3-2 с жестким эксцентриковым приводом, достоинством которых является низкий износ мелющих тел, гравитационное перемещение материала внутри помольной камеры, отсутствие нагрузки на фундамент.

Особенностью приведенных типов мельниц является то, что конструктивно они пригодны для работы в непрерывном режиме, когда материал поступает сверху, проходит последовательно обе камеры и выходит снизу в приемный бункер или на грохот.

Во многих случаях для тонкого измельчения требуется использование мельницы периодического действия. Для работы в периодическом режиме сконструирована вибрационная мельница с вертикальным расположением помольных камер.

Группа упругих элементов, соединяющих колеблющиеся массы с приводом, представляют приводные упругие связи, которые сообщают колебательное движение вибрационной машине за счет сил упругости, появляющихся в них вследствие деформации при работе приводного механизма.

С помощью амортизационных связей рама машины опирается на основание. Назначение амортизационных опорных связей состоит в снижении динамических нагрузок.

Для предложенной конструкции мельницы предлагается модернизировать узел амортизации и применить новый узел пластинчатого типа, представленный на рисунке 2. Разработанная твердотельная 3D модель узла амортизации представлена на рисунке 3. Пластина прямоугольной формы из транспортерной ленты 3 крепится по контуру к раме мельницы 5. Сверху к пластине крепится платформа 1 с помольными камерами 6 (рисунок 3 в). Снизу пластина 3 соединена с кронштейном 4 (рисунок 3 а). Платформа через прокладку из стали 2 и пластину 3 стягивается болтами с кронштейном 4 (рисунок 3 б). Такая конструкция и представляет конструктивно-подвижную часть мельницы. Для ограничения угловых перемещений предлагается с двух сторон платформы установить опорные узлы, показанные на рисунке 3 г.

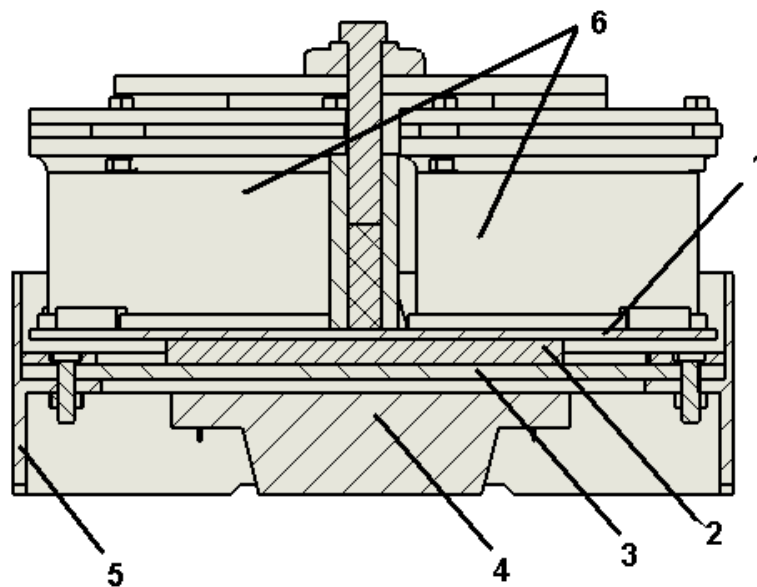


Рисунок 2 – Схема узла амортизации

1 – подвижная платформа; 2 – прокладка из стали; 3 – пластина; 4 – кронштейн; 5 – рама мельницы; 6 – помольные камеры.

Принцип действия создаваемого рессорного узла заключается в колебании пластины, которая с вычисленной амплитудой передает колебания на камеры.

Длительность процесса измельчения, его энергоемкость, а также качество конечного продукта находятся в прямой зависимости от колебаний, передаваемых пластиной.

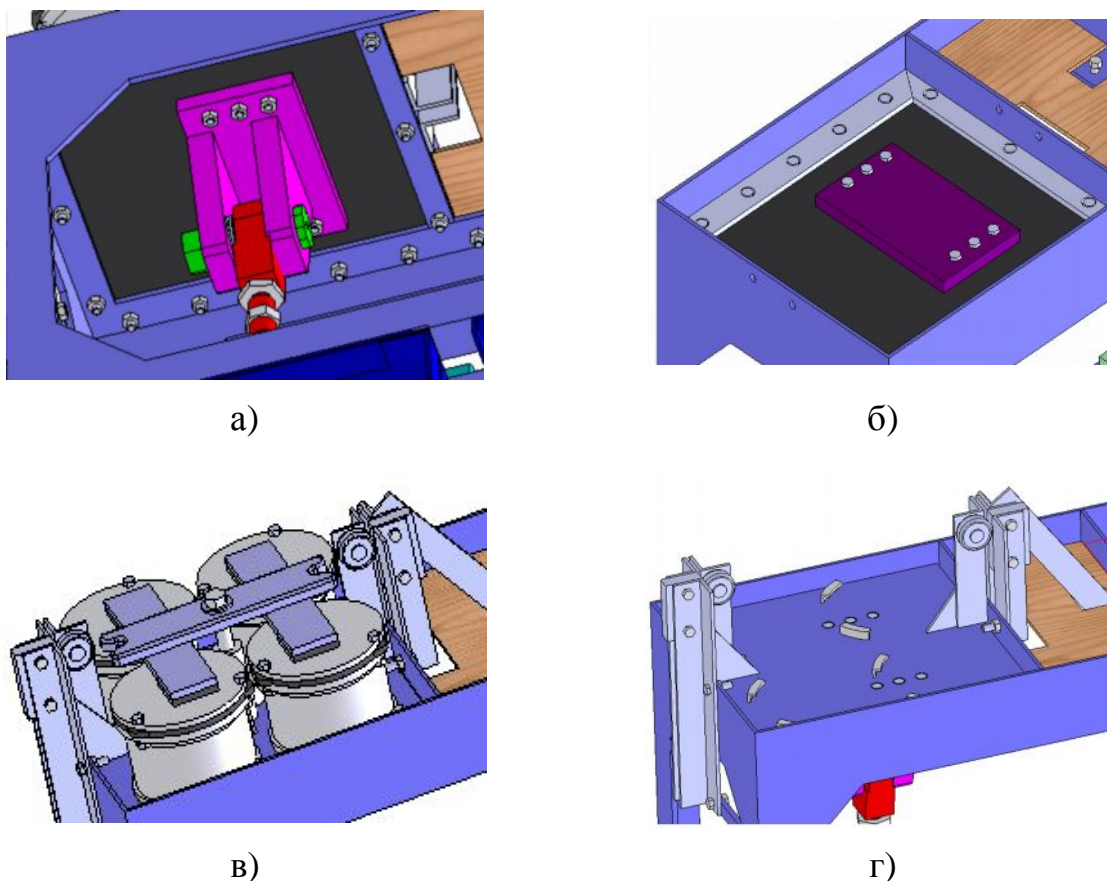


Рисунок 3 – Узел амортизации

Для подбора упругого элемента амортизационного узла необходимо рассчитать резонансную частоту пластины и мембраны – провести проверочный расчет на собственную частоту рессоры, которая должна отличаться от рабочей частоты мельницы.

Список источников

1. Олевский В. А. Конструкции, расчеты и эксплуатация дробилок. – М: ГНТИЛЧЦМ, 1958 – 459 с.
2. Клушанцев Б. В., Косарев А. И., Муйземнек Ю. А. Дробилки: Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. – М: Машиностроение, 1990 – 320 с.
3. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Авторы: Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.Б., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

В.Г. Кондратенко, канд. техн. наук, доц., **С.С. Шведченко**
магістр, Красноармійський індустріальний інститут
Донецького національного технічного університету

АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ ТОРЦЕВОЇ ЩІЛИНИ МІЖ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИМИ КІЛЬЦЯМИ НА ВЕЛИЧИНУ ВРІВНОВАЖУЮЧОЇ СИЛИ

Приведено аналіз впливу коефіцієнта тертя торцевої щілини між розвантажувальними кільцями на величину врівноважуючої сили.

Для нейтралізації осьової сили, яка виникає в шахтних відцентрових насосах використовується розвантажувальний пристрій. На диск розвантажувального пристрою діє врівноважуюча сила, значення якої можна визначити з виразу джерела [1]

$$F = \pi P \left[R_n^2 - R_{em}^2 - (R_n^2 - R_{em}^2) \frac{1}{\xi} \left(\frac{\lambda(R_n - R_g)R_g}{2\vartheta_m R_n + R_g} + \frac{2R_g^2 \ln \frac{R_n}{R_g}}{R_n^2 - R_g^2} + \xi_{ex} \right) \right] \quad (1)$$

де P – тиск на розвантажувальному диску; R_n – зовнішній радіус диску; R_g – внутрішній радіус диску; R_{em} – радіус втулки; ξ_{ex} – коефіцієнт втрати тиску в торцевій щілині, при вході; λ – коефіцієнт опору тертя;

$$\xi = \xi_{ex} + \xi_{вых} \frac{R_g^2}{R_n^2} + \frac{\lambda(R_n - R_g)}{2\vartheta_m} \cdot \frac{R_g}{R_n}$$

$\xi_{вых}$ – коефіцієнт втрати тиску в торцевій щілині, при виході;

ϑ_m – ширина зазору торцевої щілини.

Вираз (1) використаємо для аналізу впливу коефіцієнта тертя на величину врівноважуючої сили. Мінімальне значення коефіцієнта опору торцевої щілини буде у випадку ламінарного потоку рідини між розвантажувальними кільцями, яке визначається за формулою:

$$\lambda_{mr} = \frac{96\pi\nu r}{Q_p}$$

де ν – кінематична в'язкість ;

r – радіус торцевої щілини;

Q_p – витрати води в розвантажувальному пристрої.

Приймаючи до уваги, що кінематична в'язкість води дорівнює 10^{-6} м/с, згідно конструктивним розмірам розвантажувальних кілець насосу ЦНС 300-120...600, $r = 0,1125$, а максимальні витрати води через розвантажувальний пристрій, згідно джерела [2], дорівнюють $0,005$ м³/с, отримаємо, що мінімальне значення коефіцієнта опору тертя $0,007$. Максимальне значення величини коефіцієнта тертя торцевої щілини, згідно експериментальним дослідженням [3] приймемо рівним $0,07$. Результати досліджень зведемо в таблицю 1.

Таблиця 1 – Залежність врівноважуючої сили від коефіцієнта опору тертя

λ	$F, \text{Н}$
0,007	86120
0,01	89610
0,02	96810
0,03	100800
0,04	103300
0,05	105000
0,06	106200
0,07	107200

Висновки: виходячи з отриманих результатів можна зробити висновок, що врівноважуюча сила збільшується зі збільшенням коефіцієнта тертя торцевої щілини від 86120 Н до 107200 Н. Тобто при виготовленні розвантажувальних кілець бажано, щоб коефіцієнт тертя торцевої щілини був більший. Це можливо досягнути використанням ступінчатої торцевої щілини.

Перелік посилань :

1. Кондратенко В.Г. Обоснование параметров разгрузочных устройств шахтных секционных насосов. Донецк – 1992 р.
2. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтні вентиляторні та водовідливні установки. – Підручник для вузів. – М.: Недра, 1987. - 270 с.
3. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкции и расчёт центробежных насосов высокого давления. М.: Машиностроение, 1971. – 302с.

М.А. Кондратов, магістр, **А.П. Кононенко**, д-р техн. наук,
проф., Донецький національний технічний університет

РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ГІДРАВЛІЧНОМУ ВІБРАЦІЙНОМУ КОНТУРІ ГІДРОАПАРАТА З ОСЦИЛЯЦІЄЮ

Наведені результати розрахункових досліджень робочого процесу в гідравлічному вібраційному контурі гідроапарата з гідравлічною осциляцією, збудованому на базі шунтуючого резонансного контуру. Визначено вплив його конструктивних та робочих параметрів гідроагрегата на коефіцієнт підсилення цього контуру.

Вступ. Значна частина сучасних гідроагрегатів технологічних та мобільних машин містить гідроапарати з гідравлічним керуванням. Їх використання у гідроагрегатах дозволяє підвищити експлуатаційні характеристики гідроагрегатів, будувати гідравлічні пристрої керування виконавчими механізмами, легко організувати внутрішні зворотні зв'язки, тому – що вони простіші в експлуатації, надійніші і дешевші. Тенденція останніх десятиліть більш широкого застосування гідроапаратів з осциляцією викликана прагненням споживачів гідроагрегатів до підвищення їх технічного рівня. Для гідроапаратів з гідравлічним керуванням розроблено інтерференційний гідравлічний вібраційний контур [1, 2]. Однак, конструктивне виконання цього контуру є досить складним і значення його коефіцієнта підсилення не перевищує 2. Нами запропоновано в якості гідравлічного вібраційного контура гідроапаратів з гідравлічним керуванням використовувати шунтуючий резонансний контур, який забезпечує високий коефіцієнт підсилення та має просте конструктивне виконання, малі габаритні розміри.

Аналіз публікацій. Питання розрахунку та проектування гідравлічного вібраційного контура розглянуто в досить невеликій кількості наукових робіт [1 - 5]. В [1] наведено схеми шунтуючих резонансних контурів, залежності по визначенню параметрів каналів та камер. Проте, наведені залежності не дозволяють досліджувати робочий процес в цьому контурі. В статтях [2, 3] наведені математичні моделі шунтуючих резонансних контурів, побудованих з використанням метода Фур'є які можуть бути використанні при визначенні їх коефіцієнтів підсилення. Однак, ці математичні моделі не можуть бути використані при дослідженнях робочих процесів в гідравлічному

вібраційному контурі. В [2] наведено результати розрахункових, а в [3] експериментальних досліджень впливу параметрів розробленого гідравлічного вібраційного контура гідроапарату на його коефіцієнт підсилення, але не досліджено робочий процес в ньому. Дещо більше відображення цієї задачі знайшло висвітлення у статі [4]. Але в цій статі не досліджено вплив конструктивних параметрів гідравлічного вібраційного контура та робочих параметрів гідравлічного агрегату на коефіцієнт підсилення цього контуру.

Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що дослідження робочих процесів в гідравлічному вібраційному контурі не знайшло в них належного висвітлення. Отже дослідження робочих процесів в гідравлічному вібраційному контурі, збудованому на базі шунтуючого резонансного контуру є актуальним науковим завданням, вирішення якого відкриває шлях до його удосконалення.

Ціль і завдання дослідження. Метою статті є дослідження робочих процесів в гідравлічному вібраційному контурі гідроапарата, збудованому на базі шунтуючого резонансного контуру.

Гідравлічний вібраційний контур на базі шунтуючого резонансного контуру. Розроблений гідравлічний вібраційний контур має таке конструктивне виконання (рис. 1): у циліндричному корпусі 1 (ємкісний елемент) розміщено внутрішній патрубок 2 (інерційний елемент), діаметр якого менше діаметру вхідного патрубку 3. Патрубок 3 з'єднує гідравлічний вібраційний контур із магістраллю живлення (джерела пульсацій тиску робочої рідини), а патрубок 4 – із камерою керування гідроапарата. Ємкісний і інерційний елементи реалізують шунтуючий резонансний контур. Пульсації тиску робочої рідини надходять до ємкості через патрубки 3 та 2. Внаслідок зрушення фаз пульсуючого потоку робочої рідини та власної частоти резонатора, відбувається підсилення пульсацій тиску, який надходить до камери керування гідроапарата і його запірно-регулюючий елемент здійснює осциляційний зворотно-поступальний рух з частотою та амплітудою, яка визначається масою запірно-регулюючого елемента та жорсткістю пружин гідравлічний вібраційний контур. Таким чином, ліквідується сила сухого тертя та покращуються динамічні характеристики гідроапарата.

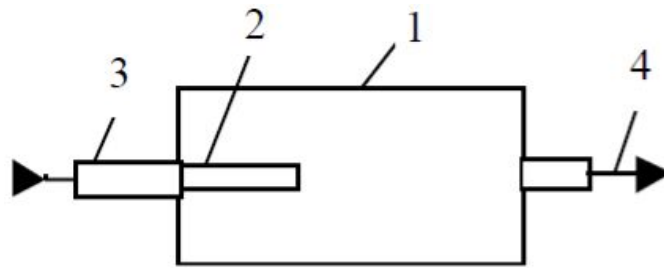


Рис. 1. Схема гідравлічного вібраційного контура: 1 – циліндричний корпус; 2 – внутрішній патрубок; 3 – вхідний патрубок; 4 – вихідний патрубок

Робочі процеси у гідравлічному вібраційному контурі. При дослідженні робочих процесів використовували математичну модель гідравлічного вібраційного контура, яка отримана нами з загальних рівнянь гідродинаміки. При її складанні вважали, що витікання робочої рідини з камери керування гідроапарата відбувається в його проточну камеру, а режим течії робочої рідини в кільцевій щілині між золотником і корпусом гідроапарата ламінарний. Математичну модель отримали у зосереджених параметрах, зосередження проводили за Т-подібною схемою, а наприкінці труби за Г-подібною схемою.

Розрахункові дослідження робочих процесів у гідравлічному вібраційному контурі проводили в пакеті прикладних програм Mathcad за допомогою розробленої програми шляхом математичного моделювання пульсацій тиску робочої рідини в його каналах та камері. Приймали, що гідравлічний вібраційний контур має такі розміри (рис. 2): $l_1 = 0,2\text{ м}$; $d_1 = 0,01\text{ м}$; $L = 0,126\text{ м}$; $D = 0,032\text{ м}$; $d_2 = 6 \cdot 10^{-3}\text{ м}$; $l_2 = 0,045\text{ м}$; $l_3 = 0,5\text{ м}$; $d_3 = 8 \cdot 10^{-3}\text{ м}$; $l_4 = 0,032\text{ м}$; $d_4 = 0,012\text{ м}$; $\delta = 2 \cdot 10^{-5}\text{ м}$.

Параметри робочої рідини (масла ІГП - 30): густина $\rho = 885\text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 2,8 \cdot 10^{-5}\text{ м}^2/\text{с}$; температура 50^0 С ; вміст повітря - 0,8%; модуль об'ємної пружності $E = 1,35 \cdot 10^3\text{ МПа}$. При розрахунку задавалися початковими і граничними умовами: задавали витрату на виході з об'ємного насоса та знаючи опір гідроагрегату, який задавали за допомогою дроселя встановленого на виході гідравлічного вібраційного контура, знаходили $p_1(0) = p_1(T)$, $p_1(0,t) = p_1(t)$, T - період повторення циклу коливань. Пульсація витрати з виходу об'ємного насоса, які моделювали напівсинусоїдами, як найбільш наближених до реальних пульсацій, становила 0,5 МПа, а частота $f = 97,5\text{ Гц}$. Тиск робочої рідини на вході гідравлічного вібраційного контура становив 5 МПа.

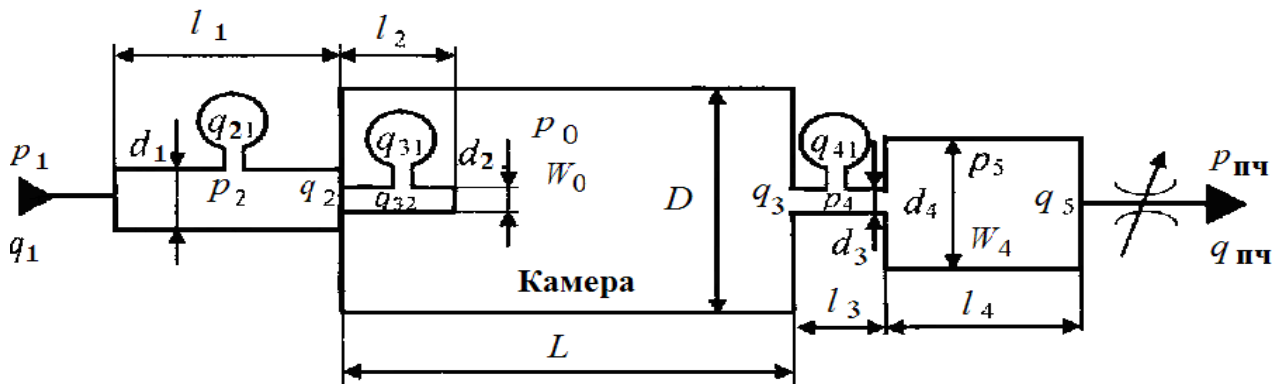


Рис. 2. Розрахункова схема гідравличного вібраційного контура з камерою керування гідророзподільника

Оцінку ефективності гідравличного вібраційного контура проводили за коефіцієнтом підсилення амплітуди пульсацій тиску робочої рідини на виході гідравличного вібраційного контура, який дозволяє визначити на скільки збільшиться величина пульсацій тиску на виході гідравличного вібраційного контура, у порівнянні з його входом

$$k_{\Pi} = \frac{\Delta p_{вих}}{\Delta p_{вх}} \quad (1)$$

де $\Delta p_{вих}$, $\Delta p_{вх}$ - відповідно, амплітуди пульсацій тиску на вході і виході гідравличного вібраційного контура, МПА.

В результаті розрахунків отримали графік пульсацій тиску на вході і на виході гідравличного вібраційного контура при заданих параметрах (рис. 3). Зазначимо, що для ефективно працюючих гідравлических вібраційних контурів $k_{\Pi} > 1$.

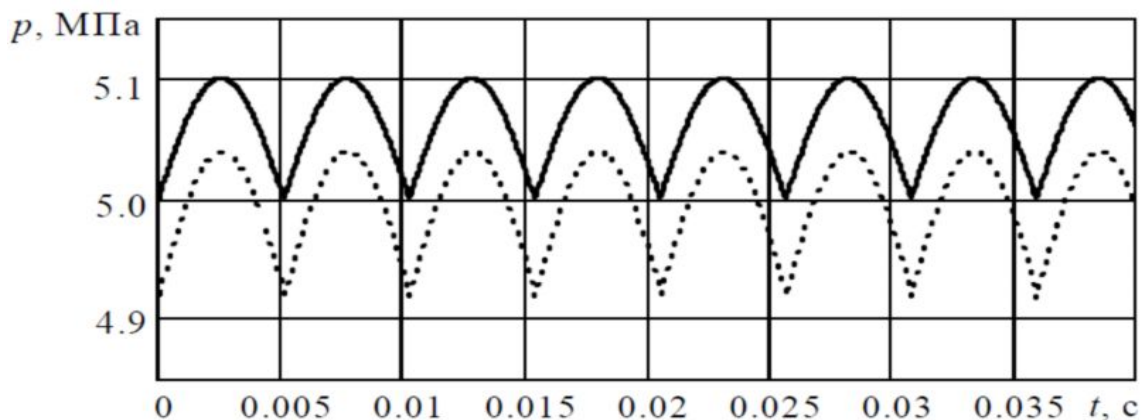


Рис. 3. Графік пульсацій тиску на вході (верхня крива) і виході (нижня крива) гідравличного вібраційного контура

В результаті обробки графіку пульсацій тиску в гідравличному вібраційному контурі отримали залежності коефіцієнта підсилення від його конструктивних та робочих параметрів (рис. 4).

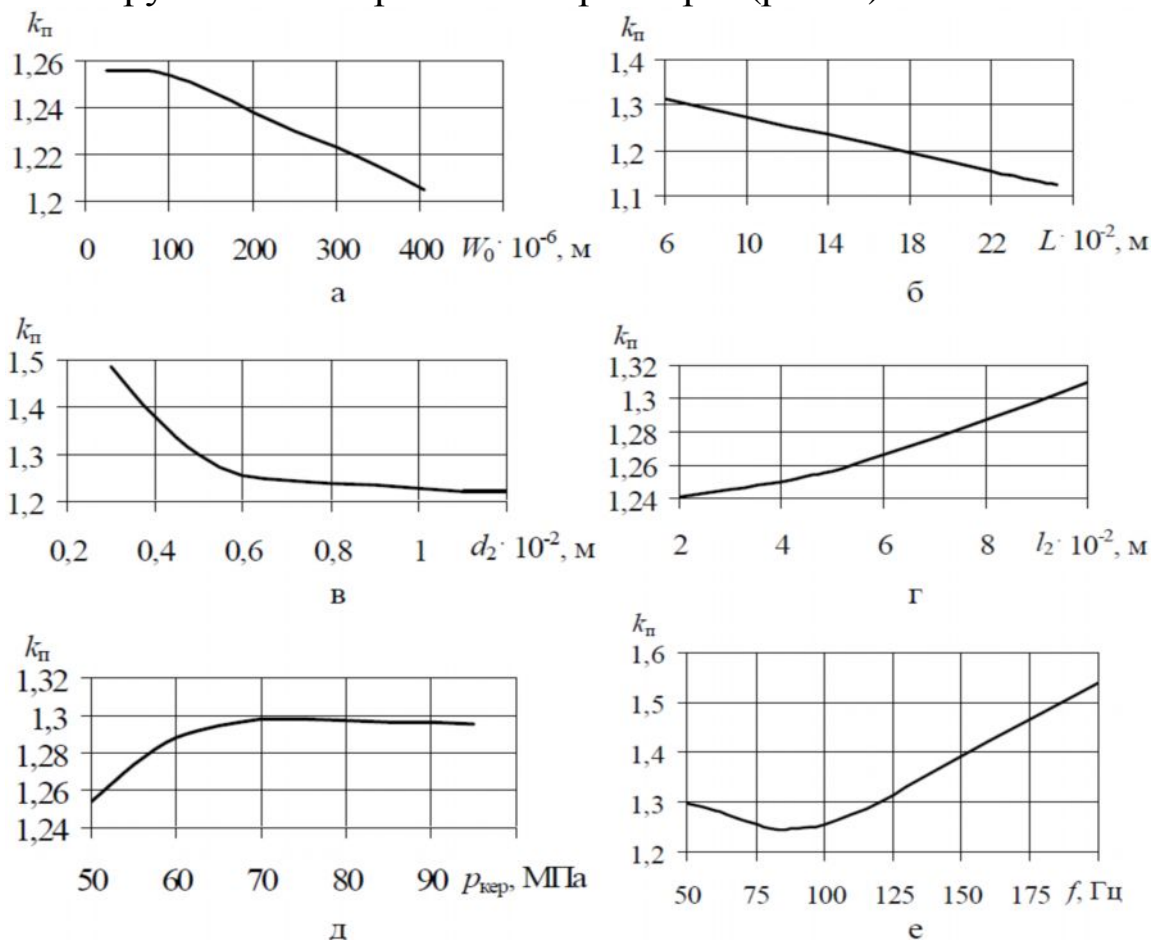


Рис. 4. Залежність коефіцієнта підсилення гідравличного вібраційного контура від його конструктивних та робочих параметрів: а – об’єму камери гідравличного вібраційного контура W_0 ; б – довжини камери гідравличного вібраційного контура L ; в – діаметра внутрішнього патрубку гідравличного вібраційного контура d_2 ; г – довжини внутрішнього патрубку гідравличного вібраційного контура l_2 ; д – тиску в камері гідравличного вібраційного контура p_1 ; е – частоти пульсації робочої рідини f .

Проведені дослідження дозволили встановити, що для забезпечення ефективної роботи гідравличного вібраційного контура об’єм його камери не повинен бути більшим ніж $75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. (рис.4, а). Тому - що, при збільшенні об’єму і довжини камери гідравличного вібраційного контура коефіцієнт підсилення зменшується (рис. 4, б). Це свідчить про те, що розроблений гідравличний вібраційний контур має раціональні конструктивні параметри, малу масу та габарити.

Встановлено, що найбільший вплив на значення коефіцієнту підсилення гідравличного вібраційного контура мають розміри

внутрішнього патрубка: зменшення його діаметра та збільшення довжини приводить до підвищення коефіцієнту підсилення (рис. 4, в, г), що відповідає фізиці процесу, який відбувається в гідравличному вібраційному контурі. Тиск у камері практично не впливає на його коефіцієнт підсилення (рис. 4, д). Частота пульсацій тиску на виході з об'ємного насоса суттєво впливає на коефіцієнт підсилення гідравличного вібраційного контура (рис. 4, е), при чому, в області частот 75 - 100 Гц спостерігається виразне його зменшення. Значний вплив на коефіцієнт підсилення гідравличного вібраційного контура має також діаметр камери гідравличного керування гідророзподільника, який обмежений габаритними розмірами.

За допомогою аналітичної обробки графіків (рис. 4) в пакеті прикладних програм Mathcad отримай залежність для розрахунку коефіцієнта підсилення гідравличного вібраційного контура.

$$k_{II} = 60,045d_2^2 + 0,124l_2^2 + 7,591d_2l_2 - 127,086d_2 - 5,872l_2 + 0,594. \quad (2)$$

В результаті досліджень встановлено, що визначення раціональних параметрів гідравличного вібраційного контура треба здійснювати шляхом постановки та в'язання оптимізаційної задачі.

Висновки. В результаті проведених розрахункових досліджень робочого процесу в гідравличному вібраційному контурі, збудованому на базі шунтуючого резонансного контуру вперше встановлено, що найбільший вплив на коефіцієнт підсилення гідравличного вібраційного контура має діаметр внутрішнього патрубка та частота пульсацій тиску робочої рідини на виході об'ємного насоса. Розроблений гідравличний вібраційний контур має масу та габаритні розміри які не перевищують аналогічні середні показники гідроапарата з аналогічним діаметром умовного проходу. Розрахунковим шляхом доведено ефективність використання розробленого гідравличного вібраційного контура для здійснення гідравличної осциляції гідроапаратів.

Список літератури:

1. Андренко П.М., Гречка І.П. Побудова математичної моделі нового гідравличного вібраційного контуру // Вісник Сумського державного університету. – 2005 – № 12(84) – С. 78–86.
2. Гречка І.П., Довгополий М.Д., Федоренко І.М. Експериментальне дослідження нового гідравличного вібраційного контуру // Вестник ХНАДУ. – 2007 – Вып. 38. – С. 257–260.
3. Kollek W., Z. Kudzma, J. Rutanski Mozliwosci skutecznego tlumienia halasu uk ladem filtrow akustycznych // V Konferencja naukowo-tecniczna: Rozwoj budowy eksploatacj I badan maszyn robocznych ciezkich. Zakopane, 1992. S. 203–208.
4. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. – М.: Машиностроение, 1980. – 368 с.
5. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.

В.П. Кондрахин, д-р техн. наук, проф.,

Ю.А. Чередниченко, магистрант

Донецкий национальный технический университет

УПРУГИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОДОМКРАТА С ЗАПЕРТЫМИ ГИДРОЗАМКОМ ПОЛОСТЯМИ

Исследована зависимость влияния количества нерастворенного воздуха в масле, величины давления первоначального подпора и степени раздвижности гидродомкрата с запертыми гидрозамком полостями на его упругие характеристики.

Исследуем упругие характеристики гидродомкрата с запертыми гидрозамком полостями, который можно рассматривать как гидравлическую пружину. Продольные деформации гидродомкрата обусловлены сжимаемостью рабочей жидкости, запертой в его полостях, а также упругими свойствами стенок гидроцилиндра. В случае если гидрозамки установлены отдельно от гидродомкрата, существенную роль может играть податливость проводящих трубопроводов.

Упругие свойства жидкости характеризуются модулем объемной упругости:

$$E = - \frac{dP}{dV} \cdot V_o ,$$

где V_o – начальный объем жидкости;

dV – изменение объема жидкости при увеличении давления на величину dP [1].

Реальная жидкость, циркулирующая в гидросистеме, всегда содержит воздух, причем содержание нерастворенного воздуха может достигать 15-18 % по объему при атмосферном давлении [1]. Наличие нерастворенных газов существенно снижает модуль упругости газогидравлической смеси $E_{см}$ в зоне давлений примерно до 10 МПа [2].

Согласно [4] процесс колебаний давления в полостях гидродомкрата системы подвески и регулирования исполнительного органа (СПРО) очистного комбайна можно считать изотермическим и зависимость $E_{см}$ от давления принимать в виде:

$$E_{см} = E \cdot \frac{1 + \frac{A}{P}}{1 + \frac{A \cdot E}{P^2}}, \quad (1)$$

где $A = \frac{V_{об}}{V_{ож}} \cdot P_H$;

$V_{ож}$, $V_{об}$ – объемы соответственно жидкой и газовой фаз при начальном давлении P_n .

Предположим, что отсутствуют перетоки жидкости из полости в полость, а также обмен жидкостью между полостями гидродомкрата и гидросистемой управления через обратные клапаны гидрозамков. Тогда зависимость между упругими перемещениями поршня dx за счет сжимаемости жидкости и деформации стенок и приращениями давления в полостях dP_n и dP_w будут иметь вид[4]:

$$dx = h_w \cdot \left(\frac{1}{E_{cm}} + D_w \right) dP_w; \quad dx = h_n \cdot \left(\frac{1}{E_{cm}} + D_n \right) dP_n \quad (2)$$

Здесь

$$D_n = \frac{2}{E_c} \left(\frac{R_1^2 + r^2}{R_1^2 - r^2} \right); \quad D_w = D_n \left(\frac{r^2}{r^2 - r_1^2} + \mu \right);$$

E_c , μ – соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала гидроцилиндра.

Остальные обозначения ясны из рис. 1.

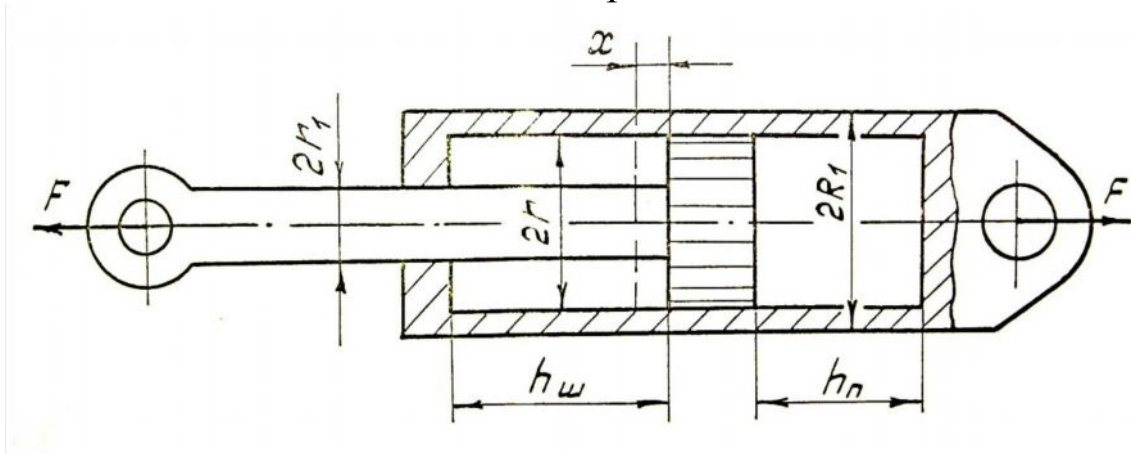


Рисунок 1. - К определению упругих характеристик гидродомкрата СПРО

При наличии избыточного давления только в одной из полостей гидродомкрата, учитывая, что приращения усилия $dF = S_n \cdot dP_n$ или $dF = S_w \cdot dP_w$, получены выражения для коэффициентов жесткости гидродомкрата:

$$c_{nn} = \frac{S_n}{\left(\frac{1}{E_{cm} + D_n} \right) \cdot h_n}; \quad c_{wn} = \frac{S_w}{\left(\frac{1}{E_{cm} + D_w} \right) \cdot h_w} \quad (3)$$

где s_n и s_w – эффективные площади поршневой и штоковой полостей;

c_{nn} и c_{wn} – коэффициенты жесткости гидродомкрата при восприятии им соответственно сжимающего и растягивающего усилия.

В работе [4] на основе экспериментальных данных применительно к СПРО комбайна 1ГШ68 показано, что для диапазона давлений 0...20 МПа для расчетов можно принимать значение динамического модуля упругости жидкости $E=2 \cdot 10^3$ МПа. Следует отметить, что линейная податливость гидродомкрата СПРО в большей степени определяется сжимаемостью жидкости и в меньшей - деформацией стенок.

Перейдем к построению упругих характеристик гидродомкрата. При наличии избыточного давления одновременно в обеих полостях коэффициент жесткости гидродомкрата:

$$c_d = c_{nn} + c_{wn}$$

Обозначим давления первоначального подпора¹ в полостях гидродомкрата P_{on} и P_{ow} . Очевидно, что $P_{on} = \frac{s_w}{s_n} \cdot P_{ow}$. Предположим, что

нерастворенный воздух в масле отсутствует. Тогда c_{nn} и c_{wn} не зависят от давления, и уравнения упругой характеристики гидродомкрата будут иметь вид:

$$\begin{cases} F = c_{wn} \cdot x + P_{ow} \cdot s_w & \text{при } x \geq x_n \\ F = (c_{wn} + c_{nn}) \cdot x & \text{при } x_n > x > x_w \\ F = c_{nn} \cdot x + P_{op} \cdot s_n & \text{при } x \leq x_w \end{cases} \quad (4)$$

где $x_n = P_{on} \frac{s_n}{c_{nn}}$; $x_w = P_{ow} \frac{s_w}{c_{wn}}$; ; .

Построенные по зависимостям (4) графики кусочно-линейных упругих характеристик гидродомкрата СПРО комбайна КДК-400 приведены на рис. 2. Здесь также нанесены линии, соответствующие средним силам, действующим на гидродомкрат наиболее нагруженного опережающего исполнительного органа (ИО) при работе на пластах с сопротивляемостью угля резанию 60 кН/м (линия 5) и 360 кН/м

¹ Давлениями первоначального подпора будем называть избыточные давления в полостях ненагруженного ($F=0$) гидродомкрата.

(линия 6). Из графиков видно, что при действующих нагрузках упругие характеристики можно рассматривать как линейные.

Исследуем теперь влияние нерастворенного воздуха в рабочей жидкости на упругие характеристики гидродомкрата. Для этого подставим (1) в (2) и после интегрирования получим:

$$x = h_w(P_w - P_{ow}) \left(\frac{1}{E} + D_w \right) + h_w \left[\ln \frac{P_w(P_{ow}+A)}{P_{ow}(P_w+A)} + \frac{A}{E} \ln \frac{P_{ow}+A}{P_w+A} \right];$$

$$x = h_n(P_{on} - P_n) \left(\frac{1}{E} + D_n \right) + h_n \left[\ln \frac{P_{on}(P_n+A)}{P_n(P_{on}+A)} + \frac{A}{E} \ln \frac{P_n+A}{P_{on}+A} \right]. \quad (5)$$

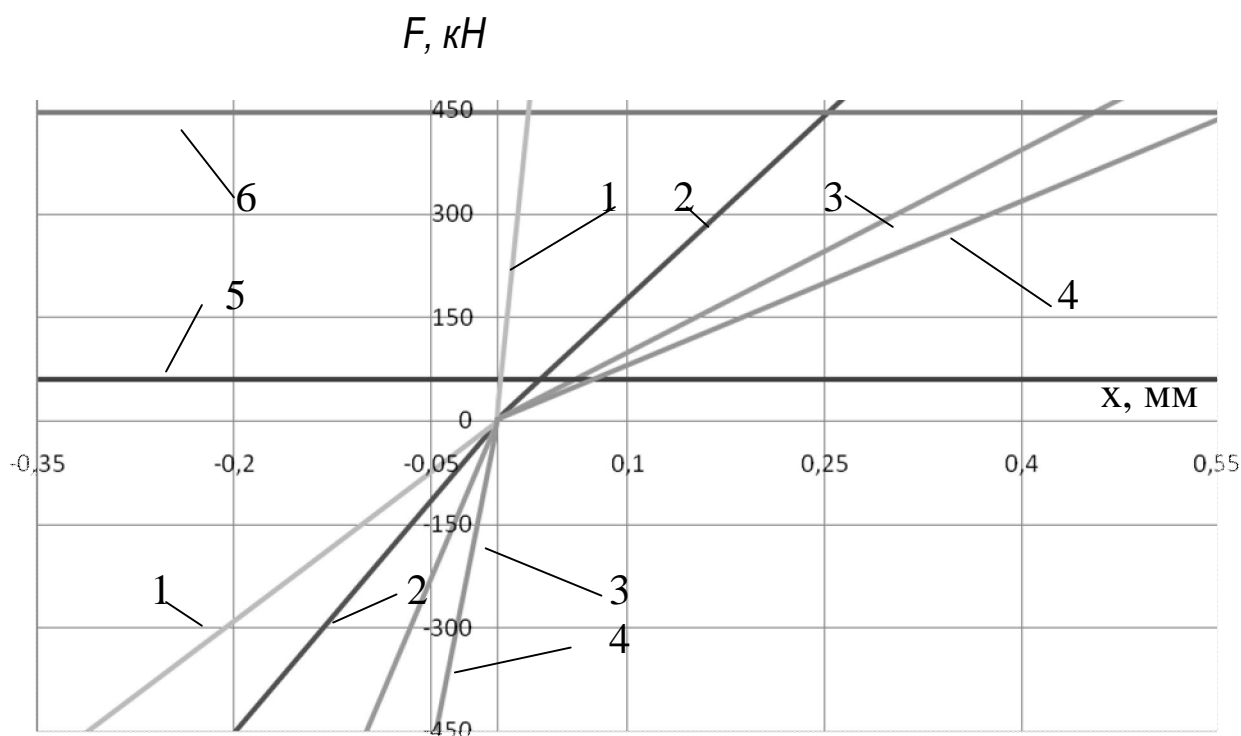


Рисунок 2. - Упругие характеристики гидродомкрата СПРО комбайна КДК-400 при отсутствии в масле нерастворенного воздуха ($E=2 \cdot 10^3$ МПа, $P_{on} = 10^5$ Па, 1- при $h_n = 0.313$ м, соответствующее верхнему положению ИО, 2 – при $h_n = 0.2$ м, 3 – при $h_n = 0.1$ м, 4 – при $h_n = 0.047$ м, соответствующее верхнему положению ИО, 5 – средняя сила, действующая на гидродомкрат при работе ИО на пластах с сопротивляемостью угля резанию 60 кН/м, 6 - средняя сила, действующая на гидродомкрат при работе ИО на пластах с сопротивляемостью угля резанию 360 кН/м)

Выражение (5) совместно с выражением

$$F = P_w \cdot S_w - P_n \cdot S_n \quad (6)$$

представляют собой уравнения упругой характеристики гидродомкрата в параметрической форме. Для построения зависимости $F=f(x)$ система нелинейных уравнений (5) и (6) решалась численным методом.

На примере гидродомкрата комбайна КДК-400 определены значения действующих на гидродомкрат усилий при различных соотношениях объемов жидкой и газовой фаз ($V_{ог}/V_{ож} = 0,05; 0,1; 0,15$) и построены упругие характеристики гидродомкрата СПРО при различных значениях концентрации в масле нерастворенного воздуха (рис. 3). На основе анализа полученных характеристик можно сделать вывод, что в больших количествах (при $V_{ог}/V_{ож} > 0,05$) нерастворенный воздух существенно снижает (до 130 раз) коэффициент жесткости гидродомкрата в зоне сравнительно малых усилий (до 8 кН). Следует отметить, что эксплуатационные нагрузки на гидродомкрат, например, комбайна КДК-400 составляют 60...450 кН, поэтому в ряде случаев влиянием нерастворенного воз-

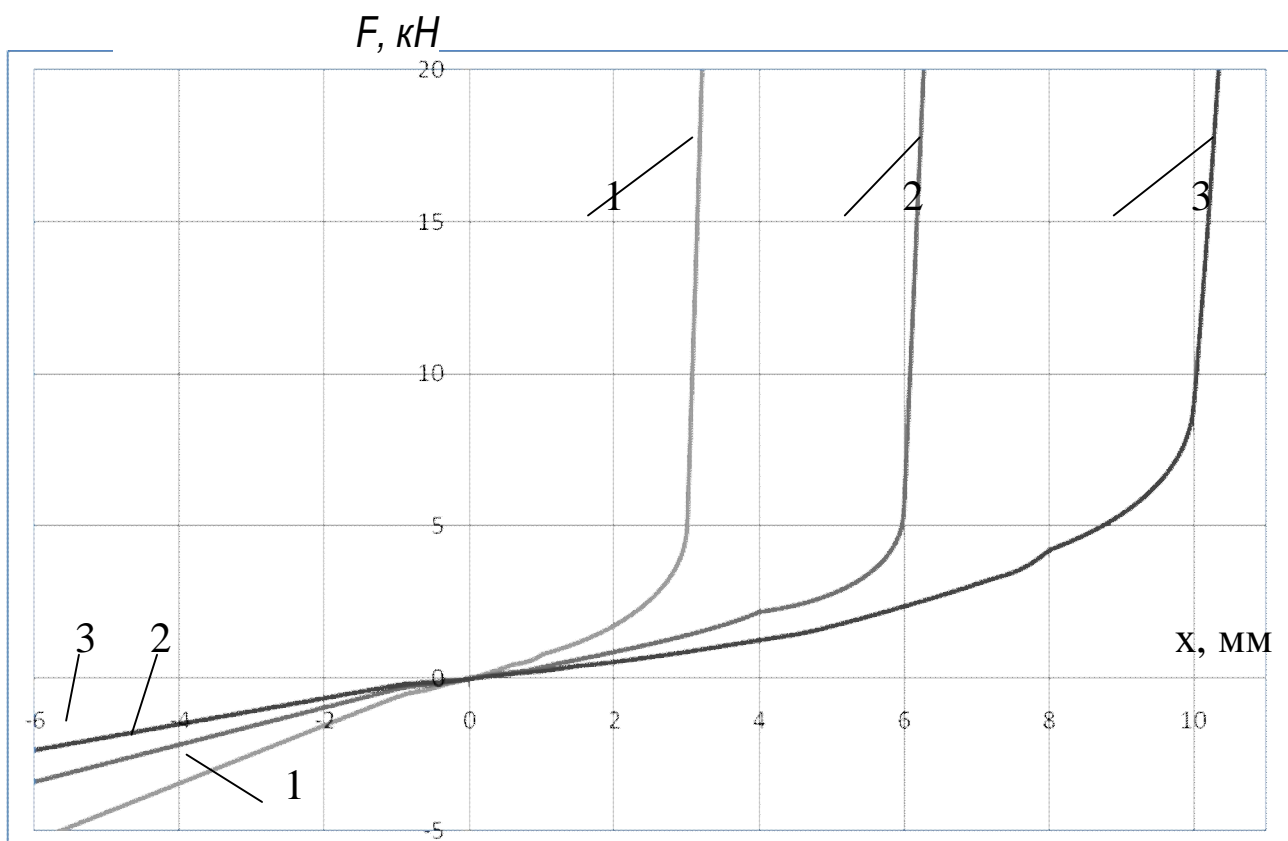


Рисунок 3. - Упругие характеристики гидродомкрата СПРО комбайна КДК-400 при различных значениях концентрации в масле нерастворенного воздуха ($E=2 \cdot 10^3$ МПа, $h_n = 0.2$ м, $P_{он} = 10^5$ Па, 1 - $V_{ог}/V_{ож}=0,05$; 2 - 0,1; 3 - 0,15).

В результате анализа степени влияния величины давления первоначального подпора гидродомкрата и степени его раздвижности на упругую характеристику установлено, что при больших значениях подпора ($P_{on} = 5$ МПа) влияние наличия воздуха в масле невелико. При отсутствии первоначального подпора упругая характеристика гидродомкрата близка к характеристике упругого элемента с зазором (рис. 3). Такая характеристика имеет место в гидросистемах СПРО, не имеющих подпорного клапана на сливе (например, КДК-400, КДК-500 и др.). На практике это приводит к «потере жесткости гидродомкрата» СПРО[5].

Таким образом, упругие характеристики гидродомкрата СПРО очистного комбайна в общем случае могут быть существенно нелинейными и зависят от величины давления первоначального подпора, количества нерастворенного воздуха в рабочей жидкости и величины раздвижности. Необходимо отметить, что все эти параметры в процессе работы комбайна могут изменяться в широких пределах. В ряде случаев (например, для комбайна КДК-400) представительные рабочие нагрузки на гидродомкрат СПРО для наиболее нагруженного опережающего шнека соответствуют линейным участкам упругой характеристики. Это создает предпосылки для линеаризации упругих характеристик СПРО очистных комбайнов.

Список источников.

1. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта - М.: Машгиз, 1963. – 696 с.
2. Дробышев А. Г. Сжимаемость двухфазной жидкости / А. Г.
3. Немировский И. А. Графоаналитический метод расчета гидроприводов / И. А. Немировский – М.: Машиностроение, 1968. – 144 с.
4. Кондрахин В. П. Динамические нагрузки и колебания в системе подвески и регулирования положения шнековых исполнительных органов очистного укомбайна и пути их снижения: автореф. дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.05.06. - Д., 1980. - 225 с.
5. Гавриков А. С. Неравномерность нагрузок на исполнительном органе очистного узкозахватного комбайна КШ-1КГ / А. С. Гавриков // Сб. научн. трудов ПНИУИ. – 1973. - № 16. - С.125-130.

Д.А. Коновалов, аспирант, **Г.Ю. Ганжа**, магистрант
Донецкий национальный технический университет

МОДЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ОТСЕЧКИ КОНЕЧНОГО КОНВЕРТЕРНОГО ШЛАКА

Приведены результаты физического моделирования процесса отсечки технологического шлака во время выпуска стали из кислородного конвертера в разливочный ковш.

Разработка высокоэффективных технических средств, обеспечивающих снижение количества конечного шлака, попадающего в разливочный ковш во время выпуска металла из кислородного конвертера, является одним из приоритетных направлений совершенствования механического оборудования сталеплавильных цехов. В частности, на 3-х крупнейших металлургических предприятиях Украины в настоящее время ведутся работы по отладке оборудования, обеспечивающего реализацию выпуска металла из кислородных конвертеров с удержанием конечного шлака путем газодинамического воздействия на струю истекающего в ковш расплава [1].

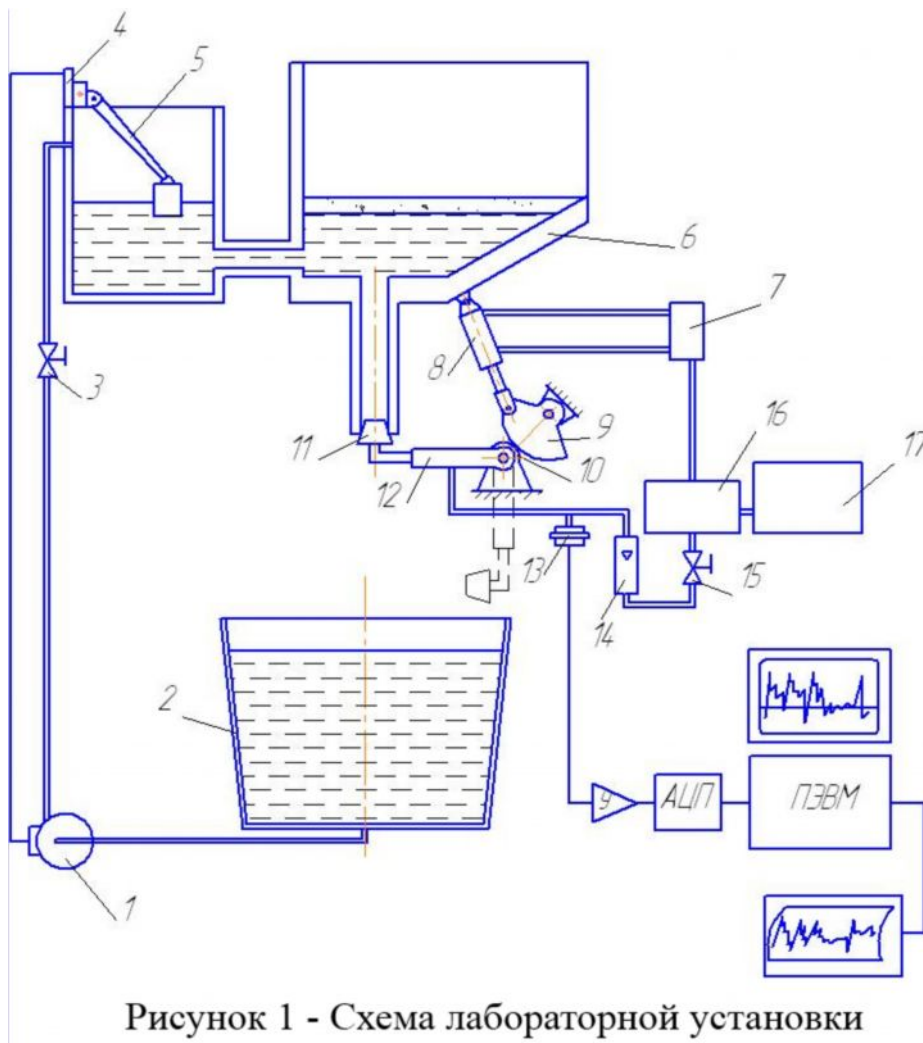
Оценка работы указанной отсечной системы в сталеплавильных цехах украинских комбинатов показала, что гарантированные фирмой-поставщиком показатели эффективности ее функционирования в полной мере не обеспечиваются по неустановленным пока причинам. Их поиск и устранение затруднены из-за отсутствия достоверной информации о степени влияния различных факторов на характер взаимодействия газовых и металлических потоков в выпускном канале плавильного агрегата при его закрытии в момент появления шлаковых частиц в струе стали. В ранее опубликованных работах [2, 3], посвященных данной проблеме, при экспериментальном исследовании запирающих свойств газовой струи изучались параметры ее взаимодействия со стенками тупикового канала, донная часть которого имитировала поток расплава. Такая имитация в известной мере искажает картину изучаемого физического процесса – взаимодействия встречных потоков газовой и жидкой сред в объеме, ограниченном цилиндрической стенкой выпускного канала плавильного агрегата. Поэтому для получения информации о физических эффектах, протекающих в выпускном канале сталеплавильного агрегата в момент

столкновения потоков жидкой и газовой сред, требует проведения дополнительных экспериментов.

Невозможность визуального контроля газо-гидродинамических процессов, протекающих в ванне реального кислородного конвертера во время прекращения перелива расплава воздействием на него струей газа, подаваемого под избыточным давлением навстречу его потоку, является главным посылком использования метода физического моделирования для изучения особенностей данного способа отсечки конечного конвертерного шлака [4].

В соответствии с рекомендациями работы [5] разработали и изготовили лабораторную установку (рис.1), включающую прозрачную модель верхней части кислородного конвертера б с установленной на ней действующей системой газодинамического перекрытия выпускного канала. В состав указанной системы входит рама, на которой смонтирован рычаг 12, несущий сменную пробку 11 с одним или несколькими соплами и имеющий возможность поворота относительно корпуса модели конвертера под силовым воздействием, передаваемым через ускоряющую зубчатую передачу 9, 10 от пневматического цилиндра 8. К соплу пробки 11 с помощью шланга подавали сжатый воздух, который предварительно закачивали в ресивер 16 компрессором 17. Давление воздуха перед соплом и его расход измеряли соответственно электронным дифференциальным манометром 13 и ротаметром 14. Регулирование расхода сжатого воздуха, подаваемого к соплу пробки, осуществляли вентилем 15, а управление работой пневматического цилиндра выполняли с помощью золотника 7. В состав гидравлической системы установки входила емкость 2 для приема истекающей из модели конвертера жидкости, напорный резервуар с поплавковым устройством 5 и концевым выключателем 4, управляющими работой центробежного насоса 1, производительность которого при необходимости ограничивали вентилем 3.

Для контроля в режиме реального времени, регистрации и последующей распечатки записанного сигнала, характеризующего изменение давления газа в полости выпускного канала модели конвертера в процессе взаимодействия двух встречных потоков - жидкостного и воздушного, имитирующих сталь и технологический газ, использовали измерительный комплекс, включавший сенсорный датчик, усилитель, аналого-цифровой преобразователь и ЭВМ с принтером.



В ходе эксперимента изучали характер изменения параметров жидкостных потоков в канале модели конвертера в заключительной стадии процесса выпуска жидкости, имитирующей расплав; исследовали влияние на полноту отсечки имитатора шлака формы и числа отверстий в пробке, обеспечивающей блокирование выпускного канала; оценивали эффективность воздействия газовой струи на встречный жидкостный поток в выпускном канале модели конвертера.

Жидкую сталь моделировали чистой водой, так как их кинематические вязкости одинаковы и равны $1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ соответственно при температурах 1550 и 20° С . Для имитации шлака с вязкостью $(10 - 33) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при 1595° С использовали минеральное масло с вязкостью $35 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ и плотностью $870 \text{ кг}/\text{м}^3$ при 20° С .

При моделировании соблюдали геометрическое и динамическое подобие, что подтверждалось равенством критериев Ньютона, Фруда и Струхалия для натурального образца и его модели.

В качестве главных параметров процесса динамического взаимодействия в выпускном канале модели конвертера газового и жид-

костного потоков были приняты их скорости в зоне контакта, расходы и давления.

Осредненное значение скорости жидкостного потока в выпускном канале модели кислородного конвертера рассчитывали по формуле

$$v_{\text{ср.ж}} = 4V/(\pi d_{\text{к}}^2),$$

где V – объемный расход жидкости, истекающей из модели кислородного конвертера, м³/с;

$d_{\text{к}}$ - диаметр выпускного канала модели конвертера, м.

Объемный расход жидкости определяли путем контрольного замера объема воды, поступившей в мерную емкость за определенный промежуток времени.

Процесс перекрытия сталевыпускного канала кислородного конвертера происходит за доли секунды, и за такой короткий промежуток времени изменение уровня шлакового расплава в агрегате, как показали наблюдения на его модели, будет весьма незначительным, поэтому можно считать движение жидкого шлака в этот момент установившимся. В таких условиях силовой пневматический цилиндр преодолевает момент, возникающий от действия на пробку технологической нагрузки, вызванной скоростным напором струи шлакового расплава в момент запираания выпускного канала кислородного конвертера.

Сила динамического взаимодействия жидкостного потока с пробкой в момент запираания ею выпускного канала модели кислородного конвертера

$$F = 0,5 \rho_{\text{м.ж.}} (v_{\text{ср.ж}} + v_{\text{П}})^2.$$

Здесь $S_{\text{П}}$ – площадь поверхности верхнего торца пробки, взаимодействующей с имитатором расплава; $v_{\text{П}}$ – скорость подхода пробки к выходному отверстию выпускного канала модели конвертера; $\rho_{\text{м.ж.}}$ – плотность жидкости, имитирующей расплав.

Во время проведения лабораторного эксперимента в полость силового пневматического цилиндра с диаметром поршня 40 мм подавали сжатый воздух при различных фиксированных значениях давления и контролировали эффективность запираания выпускного канала модели конвертера при использовании пробок различного конструктивного исполнения. При этом опробовали три типа пробок: с одним

центральным соплом диаметром 7 мм, с пятью соплами диаметром 3 мм и с двадцатью соплами диаметром 1,5 мм. Давление воздуха перед соплом каждой из примененной пробки варьировали в пределах 500 – 800 мм. вод. ст., а расход изменяли от 8 до 15 л/мин. Лучшая эффективность функционирования модели системы газодинамической отсечки конечного шлака достигалась в случае использования второго типа пробки при подаче через ее сопла воздуха под давлением 700 мм. в. ст. с расходом не менее 12 л/мин.

Результаты контроля параметров функционирования физического аналога подтвердили соответствие между теоретическими и зафиксированными при эксперименте значениями.

Полученные с помощью физического моделирования данные, после пересчета на натурный образец могут быть использованы при разработке и конструировании оборудования, позволяющего уменьшить количество агрессивного шлака, попадающего в разливочный ковш при выпуске стали из кислородного конвертера. Практическое применение такого оборудования позволит при производстве 1 т конвертерной стали сократить на 2 доллара потери, связанные с повышенным угаром дорогостоящих ферросплавов и интенсивным износом футеровки ковшей.

Список источников

1. Энкер Б, Пастер А., Швельбергер Й. Новая стопорная система для шлака кислородно-конвертерного производства стали // *Металлургическое производство и технология металлургических процессов.*- 2002.- № 7.- С. 12 – 20.
2. Гичев Ю.А., Перцевой В.А. Результаты экспериментального исследования запирающих свойств газовой струи при газодинамической отсечке шлака // *Металлургическая и горно-рудная промышленность.*- 2006.- № 7.- С. 208 – 211.
3. Гичев Ю.А., Перцевой В.А. Моделирование газодинамической отсечки шлака, обеспечивающей энерго- и ресурсосбережение при выпуске плавки // *Металлургическая и горно-рудная промышленность.* 2007.- № 4.- С. 84 – 87.
4. Еронько С.П., Бедарев С.А., Мечик С.В. Исследование процесса отсечки шлака при выпуске стали из кислородного конвертера на физических моделях // *Изв. вузов. Черная металлургия.*- 2007.- № 7.- С. 7 – 12.
5. Еронько С.П., Быковских С.В. Физическое моделирование процессов внепечной обработки и разливки стали.- К.: Техніка, 1998.- 136 с.

Р.Д. Куземко, канд. техн. наук, доц.,

В.О. Синельников, студент,

Приазовский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХФАЗНОЙ СВЕРХЗВУКОВОЙ НЕРАСЧЁТНОЙ СТРУИ ДЛЯ РАЗДУВКИ ШЛАКА В ПОЛОСТИ КИСЛОРОДНОГО КОНВЕРТЕРА

Для участка сверхзвуковой нерасчетной струи совместно решены уравнения сохранения энергии и постоянства количества движения

Технология нанесения защитного гарнисажа на футеровку кислородного конвертера основана на том, что к специально подготовленному шлаку подводится и ему передается достаточно большая энергия втекающих в расплав азотных струй. Суммарная мощность струй, истекающих из фурмы 350 т конвертера при ошлаковке, достигает ~ 4 МВт. Правильное использование этой силовой энергии дает возможность повысить стойкость футеровки в несколько раз. Структура продувочных сверхзвуковых нерасчетных струй всегда ударно-волновая и в них газ периодически разгоняется и тормозится (рисунок 1). По этой причине происходит диссипация энергии в серии прямых и косых скачков уплотнения струи. Для расчета взаимодействия истекающего потока с жидким шлаком требуется знать параметры струи, найденные с учетом потерь энергии в скачках уплотнения. Их интенсивность определяется степенью нерасчетности $n = p_1 / p_{\Gamma}$, т. е. зависит от отношения статического давления на срезе сопла p_1 к давлению в окружающей среде p_{Γ} . При $n > 5$ сверхзвуковое ядро струи ограничено в основном так называемой первой «бочкой» (рисунок 1, струя справа), а на прямом скачке уплотнения скорость газа снижается на 100 – 150 м/с.

При использовании специальной гарнисажной фурмы охлаждение корпуса водой не требуется, а фурма становится эффективным теплообменником, в котором нагревается азот. Что температура стенки корпуса газоохлаждаемой фурмы после раздувки шлака и извлечения ее из 160 т конвертера достигает $\sim 500^{\circ}\text{C}$.

Цель настоящей работы – установить влияние расхода азота через сопло V_H , температуры перед соплом t_0 и в полости конвертера t_{Γ} , степени нерасчетности n на распределение температуры t_x и мощ-

ность N_x в различных сечениях сверхзвуковой струи, внедряющейся в шлаковый расплав.

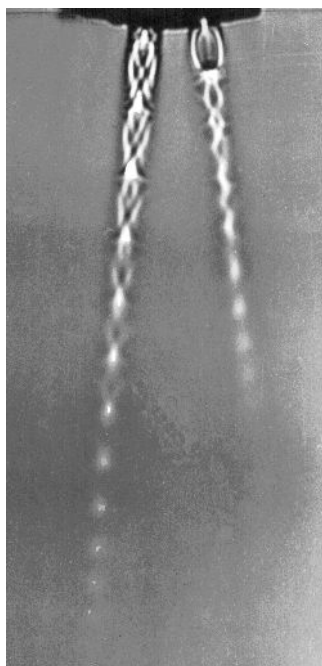


Рисунок 1 – Газодинамическая структура сверхзвуковых нерасчетных струй, истекающих из модели сопел фурмы при одном и том же избыточном давлении перед соплами ($p_o = 1 \text{ МПа}$) и расходе V_n , но при различной степени нерасчетности n . Диаметр в критическом сечении $d_{кр} = 3,6 \text{ мм}$

Рассмотрим участок сверхзвуковой нерасчетной струи, заключенный между срезом продувочного сопла и сечением xx , находящимся, например, на уровне входа в шлаковый расплав. Запишем для этого участка закон сохранения энергии в форме

$$m_1 c_{p1} T_o + m_\Gamma c_{p\Gamma} T_\Gamma = (m_1 + m_\Gamma) c_{px} T_x + (m_1 + m_\Gamma) w_x^2 / (2 \cdot 10^3), \quad (1)$$

где m_1 , m_Γ – расход газа через сопло и инжектируемый в струю из окружающей среды, кг/с ; T – термодинамическая температура, К ; c_p – изобарная теплоёмкость, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; w – осредненная скорость потока, м/с ; Индексы обозначают параметры: o – изоэнтропного торможения потока; 1 – на срезе сопла, Γ – газов в полости конвертера, x – в контрольном сечении струи, n – при нормальных физических условиях.

Из уравнения (1) легко получить среднемассовую температуру струи на расстоянии $\bar{x} = x/D_1$ от среза сопла

$$T_x = [c_{p_o} T_o + g c_{p\Gamma} T_\Gamma - (1 + g) w_x^2 / 2] / (1 + g) c_{px}, \quad (2)$$

где $g = m_{\Gamma} / m_1$ – относительный расход (присоединенная масса окружающего струю газа), D_1 – диаметр сопла в выходном сечении, m .

Среднемассовую скорость струи w_x находили, решая уравнение постоянства количества движения, записанного для участка струи между срезом сопла и сечением xx :

$$\rho_1 w_1^2 F_1 + F_1 (p_1 - p_{\Gamma}) = m_x w_x + F_x (p_x - p_{\Gamma}). \quad (3)$$

Под мощностью N_x понимают кинетическую энергию струи, которая определяется по формуле

$$N_x = \frac{m_x w_x^2}{2}, \quad m_x = m_1 + m_{\Gamma} = m_1 (1 + g). \quad (4)$$

Начиная с сечения струи xx , где статическое давление p_x равно атмосферному p_{Γ} , выражение для мощности N_x (уравнение (4)) можно представить в виде

$$N_x = \left[\frac{n-1}{n} \frac{k-1}{2k} \frac{\tau(\lambda_1)}{1 - \left(\frac{np_{\Gamma}}{p'_o} \right)^{\frac{k-1}{k}}} + 1 \right]^2 \frac{m_1 w_1^2}{2(1+g)}. \quad (5)$$

Мощность сверхзвуковой струи, рассчитанная по условиям среза сопла, определяли по формуле $N_1 = m_1 w_1^2 / 2$. Скорость w_1 в выходном сечении сопла находили из условия $w_1 = \lambda_1 a_{kp}$, причем λ_1 определяли с использованием известной газодинамической функции расхода $q(\lambda_1)$.

Таким образом, главная проблема, которую нужно решать в настоящей задаче – как определить присоединенную массу g с учетом целого ряда факторов и физических воздействий – $p_o, t_o, t_{\Gamma}, V_H, n$.

Методика расчёта g к сверхзвуковой нерасчетной струе требует совместного решения ~ 12 уравнений и более подробно изложена в работе [1]. Эта величина определяется как

$$g = \frac{2 \bar{r}_{\max} \bar{X}}{D \sigma} C_i (1 - C_i^2)^{1/2} (I_{1R} - I_{2R}) \quad (6)$$

В (6) число Крокко находили по формуле $C_i = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \lambda_i}$, а параметр подобия $\sigma = 12 + 2,58 M_i$, где M_i – число Маха на границе струи и окружающего газа. Коэффициент D устанавливает связь между числом Маха M_1 на срезе сопла и степенью нерасчетности n истекающей

сверхзвуковой струи $D = \left(\frac{k-1}{2}\right)^{1/2} M_1 n^{\frac{k+1}{2k}}$. Относительный максимальный радиус первой «бочки» нерасчётной струи со скачками уплотнения \bar{r}_{\max} рассчитывали, как в работе [1]. В формуле (6) $\bar{X} = x/r_1$ – расстояние от среза сопла в калибрах до контрольного сечения вдоль оси струи; r_1 – радиус сопла в выходном сечении. Численные значения интегралов I_{1R} и I_{2R} определяли как в [1]

$$I_{1R} = \int_{-\infty}^{\eta_R} \frac{\varphi d\eta}{\theta + \varphi(1-\theta) - \varphi^2 C_i^2}; \quad I_{2R} = \int_{-\infty}^{\eta_R} \frac{\varphi^2 d\eta}{\theta + \varphi(1-\theta) - \varphi^2 C_i^2}, \quad (7)$$

где $\theta = T_\Gamma / T_0$ – относительная температура; R – индекс, относящийся к внутренней границе зоны смешения.

Исходные данные. Расчеты были выполнены применительно к форме 350 т конвертера. Диаметр сопла был равен в критическом $d_{кр} = 43$ мм и выходном сечении $d_l = 63$ мм. Температуру торможения азота (т.е. на входе в сопло) изменяли в пределах $t_0 = 25 - 600^\circ\text{C}$, а температуру газов в полости конвертера – в интервале $t_\Gamma = 300 - 1500^\circ\text{C}$. При нерасчётных режимах расход азота через одно и тоже сопло изменяли в пределах $V_H = 180 - 380$ м³/мин (при нормальных физических условиях).

Используя приведенную выше методику покажем, как влияют определяющие факторы на температуру t_x и мощность N_x струи в полости конвертера.

Из рисунка 2 видно, что расход через сопло самым существенным образом влияет на изменение температуры t_x и мощности N_x по длине струи \bar{x} . Например, при увеличении V_H с 180 до 300 м³/мин на расстоянии $\bar{x}=20$ относительная мощность N_x/N_1 возрастает с 0,49 до 0,76, а относительная температура T_x/T_1 уменьшается с 3,4 до 1,8.

Численные исследования показывают, что при принятых исходных данных, например, расходе $V_H = 220$ м³/мин на расстоянии $\bar{x} = 10,20$ и 30 калибров мощность струи N_x составляет соответственно 0,76; 0,61; 0,51 от мощности N_l на срезе сопла. Следовательно, на расстоянии $\bar{x}=10,20,30$ калибров при $V_H = 220$ м³/мин мощность N_x струи до встречи с расплавом равна 0,56 МВт; 0,45 МВт; 0,37 МВт.

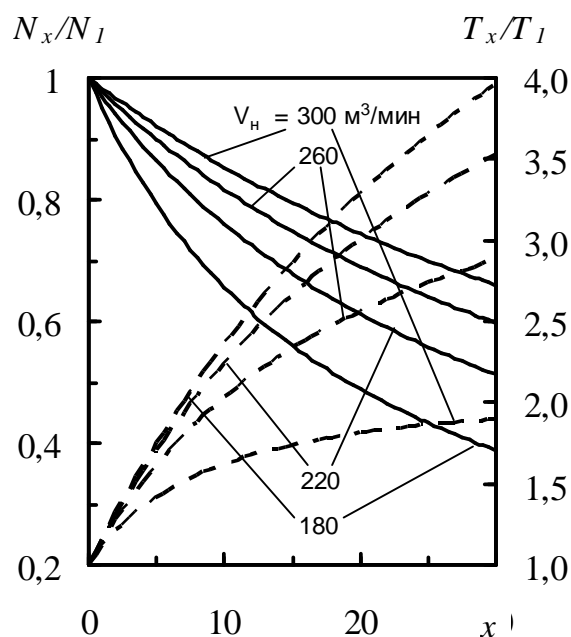


Рисунок 2 - Зависимость отношений мощности N_x / N_1 (—) и температуры T_x / T_1 (- -) от расхода азота через сопло V_n на различном удалении \bar{x} от среза сопла. Заметим, что в результате глубокого расширения в пределах сверхзвукового сопла статическая температура T_1 в выходном его сечении существенно снижается. В приведенном выше примере эта температура составляет $T_1 = T_0 \tau(\lambda_1) = 303 \cdot 0,49 = 148 \text{ K}$ ($t_1 = -125^\circ \text{C}$). Но чем выше расход холодного газа V_n , тем струя большей дальности присоединяет меньшую массу газа из сильно разогретой полости конвертера ($t_r = 1500^\circ \text{C}$). Поэтому с ростом V_n относительная температура T_x / T_1 уменьшается.

Как известно, для одного и того же сопла скорость истечения w_1 не зависит от начального давления p_0 . В тоже время нагрев газа перед сопловым блоком приводит к увеличению как скорости w_1 , так и мощности N_1 истекающей из сопла струи (N_1 пропорциональна температуре торможения T_0). Что касается мощности струи N_x , то как следует из уравнения (5), она еще зависит от присоединенной массы g , которая тем больше, чем выше разогрев азота перед соплом. В расчетах с использованием настоящей модели все эти физические воздействия на струю учтены.

На рисунке 3 показано, что с подогревом азота перед соплом в диапазоне $t_0 = 30 - 600^\circ \text{C}$ на удалении от сопла x температура t_x и скорости w_1 и w_x струи также возрастают. С нагревом азота в фурме увеличивается и мощность N_x в каждом произвольном сечении \bar{x} струи. Например, при $t_0 = 30^\circ \text{C}$, $V_n = 210 \text{ м}^3/\text{мин}$ на расстоянии $\bar{x} = 20$ калибров температура $t_x = 330^\circ \text{C}$, а мощность $N_x = 0,53 \text{ МВт}$. При по-

догреве азота до $t_o = 600 \text{ }^\circ\text{C}$ температура $t_x = 743 \text{ }^\circ\text{C}$, а мощность $N_x = 1,38 \text{ MBm}$.

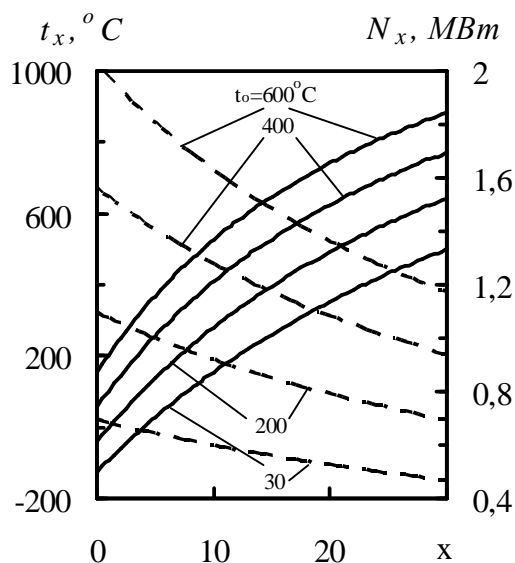


Рисунок 3 - Влияние температуры азота перед соплом t_o на изменение температуры t_x (—) и мощность N_x (- - -) на различном удалении \bar{x} от среза сопла

Таким образом за счет нагрева азота в фурме только прирост мощности ΔN_x струи (в нашем примере $0,85 \text{ MBm}$) может быть больше, чем мощность N_x ($0,53 \text{ MBm}$) при истечении струи холодного газа.

Список источников

1. Харлашин П.С., Ковура А.Б., Куземко Р.Д. / Модель расчёта термогазодинамических параметров струи в конвертере // *Металлургическая и горнорудная промышленность* . – 2010 . - № 7 – с.97-100.

УДК: 669.187.243

Р.Д. Куземко, канд. техн. наук, доц., **В.В. Чиж**, студент
Приазовский государственный технический университет

ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОДИСПЕРСНОГО ДВУХСКОРОСТНОГО ПОТОКА В ФУРМЕ ДЛЯ ИНЖЕКЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПОРОШКОВ В РАСПЛАВ ЧУГУНОВОЗНОГО КОВША

Использована двухскоростная двухтемпературная модель течения газопорошкового потока в фурме для инъекции технологических порошков в расплав ковша.

Известно, что на Уханьском и Шаганском комбинатах (Китай) при небольшом расходе магния средние показатели содержания серы по всему массиву составляют 0,003%. Для отдельного сортамента сталей содержание серы составило 0,001 – 0,002%, что пока не достигнуто на металлургических предприятиях Украины. Этот раздел инъекционной металлургии применительно к газопорошковой продувки расплава слабо изучен и при решении технологических задач требуются более строгие научные подходы.

Принятые обозначения: p – статическое давление, Па; T – термодинамическая температура, К; ρ – плотность, кг/м³; w – скорость, м/с; $\psi = w_2/w_1$ – коэффициент динамического отставания частиц; $G = \varepsilon \rho w$ – приведенный массовый расход, кг/(с·м²); m – массовый расход, кг/с; F_{1w} , F_{2w} , F_{12} – потери импульса за счет взаимодействия газообразной и твердой фазы о стенку фурмы, а также сила межфазного взаимодействия, Н/м³; Q_{1w} – тепловой поток, передаваемый от разогретой стенки к газу, Вт/м³; Q_{12} – теплота межфазного теплообмена, Вт/м³; η – коэффициент динамической вязкости, Па·с; ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; c_p – теплоемкость несущего газа при постоянном давлении, кДж/(кг·К); $\alpha = \text{л}Nu_{12} / \delta$ – коэффициент теплоотдачи от несущего газа к частицам порошка, Вт/(м²·К); $\text{л} = \eta c_{p1} / Pr$ – коэффициент теплопроводности газа – носителя, Вт/(м·К); C_D – коэффициент аэродинамического сопротивления; Nu_{12} – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля; l, D – длина и внутренний диаметр фурмы м; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – объемная доля газовой и твердой фазы; $\mu = m_2/m_1$ – массовая концентрация порошка, кг/кг; δ_ϕ – толщина защитной футеровки на фурме, м; δ – эквивалентный диаметр частиц м; $n_2 = 6\varepsilon_2 / (\pi\delta^3)$ – счетная концентрация,

$1/m^3$; n – коэффициент структуры потока, m ; ζ – коэффициент трения одной из фаз о стенку; α – угол наклона фурмы к горизонту, град. Индексы относятся: 1,2 – к несущей и твердой фазам, 12 – газозвеси, i – i -ой фазе, w – стенке фурмы, ϕ – защитной футеровке на фурме; n – объемному расходу газа при нормальных физических условиях.

Цель настоящей работы – проанализировать влияние концентрации порошка μ , диаметра частиц δ , толщины защитной футеровки δ_ϕ на изменение статического давления p , скорости w_1, w_2 , температуры t_1, t_2 фаз, объемной доли твердой ε_2 и газовой ε_1 фазы, плотности азота ρ_1 как вдоль продувочной фурмы, так и в выходном её сечении.

Математическая модель. Система уравнений двухфазного течения в одномерном двухскоростном двухтемпературном приближении имеет следующий вид [1]:

– уравнение совместного движения двух фаз

$$G_1 \frac{dw_1}{dx} + G_2 \frac{dw_2}{dx} = -\frac{dp}{dx} - F_{1w} - F_{2w} + g(\varepsilon_1 \rho_1 + \varepsilon_2 \rho_2) \cos \alpha ; \quad (1)$$

– уравнение движения порошка в газозвеси

$$G_2 \frac{dw_2}{dx} = -\varepsilon_2 \frac{dp}{dx} + F_{12} - F_{2w} + \varepsilon_2 \rho_2 g \cos \alpha . \quad (2)$$

Для расчёта теплоты, поступающей от расплава к несущему газу в трубе, использовали уравнение энергии в форме:

$$G_1 \frac{d}{dx} \left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) = \mathcal{Q}_{1w} - Q_{12} + F_{12} (w_1 - w_2) . \quad (3)$$

Аналогично записывается уравнение энергии для твердой фазы.

Газозвесь считали монодисперсной.

Потери импульса газа и частиц на трение о стенку трубы определяли по формуле

$$F_{iw} = \zeta_i \varepsilon_i \rho_i w_i^2 / (2D) . \quad (4)$$

Коэффициент потерь на трение газа ζ_1 и частиц ζ_2 о стенку трубы фурмы определяли, как в [1].

Силу межфазного взаимодействия рассчитывали, используя соотношения:

$$F_{12} = \frac{3}{4} C_D \rho_1 \varepsilon_2 (w_1 - w_2) |w_1 - w_2| / \delta , \quad \varepsilon_2 = \left(1 + \frac{\psi \rho_2}{\mu \rho_1} \right)^{-1} \quad (5)$$

Для квадратичной области коэффициент аэродинамического сопротивления $C_D = C_D^\circ (1 - \varepsilon_2)^{-2n}$, $n = 2,25 \div 4,5$, (6)

где C_D° в зависимости от числа Рейнольдса Re_{12} вычисляли, как

$$C_D^\circ = \frac{24}{Re_{12}} \left(1 + 0,179 \sqrt{Re_{12}} + 0,013 Re_{12} \right), \quad Re = (w_1 - w_2) \delta / \nu. \quad (7)$$

Количество теплоты, которое передается от разогретой до температуры t_w стенки фурмы к несущему газу с температурой t_1 , рассчитывали как

$$Q_{w1} = 4St \rho_1 c_{p1} w_1 (T_w - T_1) / D. \quad (8)$$

Число Стантона вычисляли по формуле А.А. Гухмана

$$St = 0,0167 (Re Pr)^{-0,18} (T_1 / T_w)^{0,35}. \quad (9)$$

Интенсивность межфазного теплообмена между газом и порошком записывали в виде

$$Q_{12} = \frac{6\eta c_{p1}}{\delta^2 Pr} Nu_{12} (T_1 - T_2) \varepsilon_2. \quad (10)$$

Число Нуссельта вычисляли по формуле Маршалла-Ранца

$$Nu_{12} = 2 + 0,6 Pr^{1/3} Re_{12}^{1/2}. \quad (11)$$

Граничные условия. На входе в фурму ($x = 0$) задавали температуру газа и дисперсной примеси $t_1 = t_o$, $t_2 = bt_o$. На выходе из фурмы задается только давление внешней среды, которое вычисляется по глубине расплава h и его плотности ρ_m .

$$p_m = p_{am} + \rho_m gh, \quad p_{am} = 0,1 \text{ МПа}.$$

Исходные данные. Диаметр фурмы составлял $D = 15$ мм, а полная длина $l = 5$ м. Расход несущего газа $V_n = 70$ м³/ч, расход порошка-десульфуратора $m_2 = 80$ кг/мин, его плотность $\rho_2 = 2400$ кг/м³. Диаметр частиц принимали равным $\delta = 0,1$ мм, коэффициент формы $f = 1,3$. Заданным расходам соответствует концентрация порошка в газовой взвеси, которую изменяли в пределах $\mu = m_1 / m_2 = 20 - 80$ кг/кг, где m_1 , m_2 – расход несущего газа и порошка, кг/с. Фурма заглублена в расплав на длине $h = 3$ м. Плотность и температуру расплава принимали равными $\rho_p = 7000$ кг/м³, $t_p = 1350$ °С. Коэффициент теплопроводности защитной футеровки фурмы $\lambda = 0,8$ Вт/(м²·К). Толщину за-

щитного слоя принимали для самых тяжелых условий работы фурмы, когда футеровка почти полностью изношена: $\delta_{\phi} = 0,007; 0,01; 0,015$ мм, причем результаты сравнивали с режимом, когда толщина защитной футеровки составляла $\delta_{\phi} = 50$ мм. Несущим газом является азот.

Как следует из рисунка 1, при принятых выше условиях статическое давление на входе в фурму составляет $p = 0,64\text{--}1,26$ МПа, причем чем меньше δ , тем оно выше. Это объясняется тем, что чем мельче частица, тем больше поверхность сопротивления при той же массе порошка m_2 и несущего газа m_2 . Следовательно, необходимо увеличить давление на входе в фурму. Так как по длине фурмы поток ускоряется, то его статическое давление падает, но в выходном сечении (при существующем дозвуковом перепаде) давление во всех случаях остается постоянным и равным $p = 0,306$ МПа. Оно определяется высотой столба металла над фурмой $h = 3$ м.

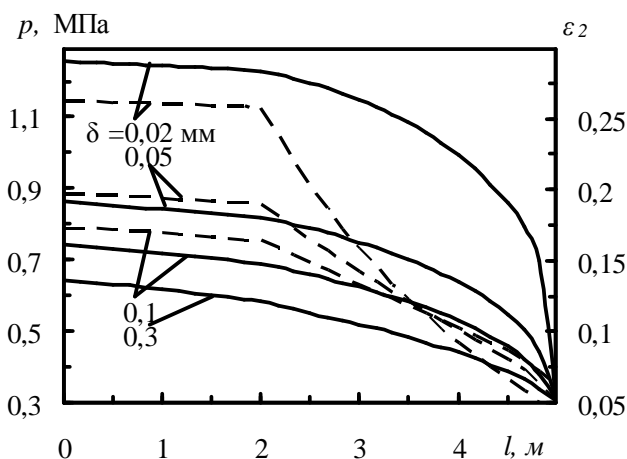


Рисунок 1 – Изменение статического давление p (—) и объемной доли твердой фазы ε_2 (---) по длине фурмы l при различном диаметре частиц δ .

При $\delta_{\phi} = 0,007$ мм газодисперсный поток в фурме сильно разогревается, что вызывает его ускорение, особенно в выходном сечении. Так, например, на длине $l = 1,5$ м частицы ускоряются с 29 м/с до 110 м/с, причем, чем меньше диаметр частиц δ , тем интенсивнее их ускорение в фурме с теплоподводом (рисунок 2).

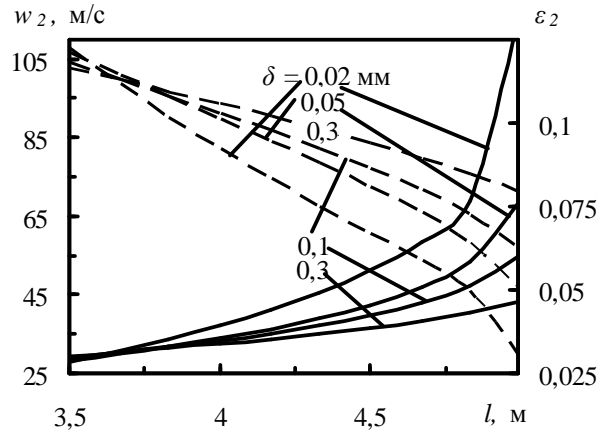


Рисунок 2 – Изменение скорости частиц w_2 (—) и объемной доли твердой фазы ε_2 (---) по длине фурмы l при различном диаметре частиц δ .

Из рисунка 3 следует, что в выходном сечении фурмы, находящейся в металле на глубине h , объемная доля ε_2 не постоянна и зависит от заданного режима течения. Однако, на ε_2 решающее влияние оказывает концентрация μ и толщина защитной футеровки δ_ϕ . Например, если $\delta_\phi = 0,015$ мм, то при увеличении μ в 4 раза (с 20 кг/кг до 80 кг/кг) с учётом теплоподвода ε_2 возрастает в 5 раз, с 0,022 до 0,11.

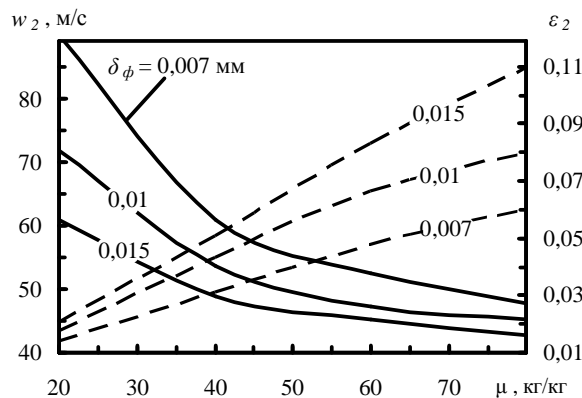


Рисунок 3 – Влияние концентрации порошка μ и толщины защитной футеровки δ_ϕ (---) на изменение скорости несущей фазы w_1 (—) и объемной доли твердой фазы ε_2 в выходном сечении фурмы.

В настоящей работе выявленные зависимости представлены ~100 кривыми, устанавливающими связи между основными параметрами дисперсного потока, подаваемого в расплав.

Таким образом, численные исследования показали, что теплоподвод от чугуна к газодисперсному потоку увеличивает мощность

истекающих струй в 2-3 раза. Это ускоряет перемешивание расплава и улучшает усвоение десульфураторов, что приводит к повышению качества металла и более интенсивному переходу серы в шлак, который не так опасен, чем попадание соединений серы в атмосферу. Применение обсуждаемой технологии позволяет выполнить глубокую десульфурацию, которая обеспечивает снижение содержания серы в чугуне до 0,002 %. В будущем такие установки будут использоваться на ПАО «ММК им. Ильича».

Выводы

1. Использование системы дифференциальных и алгебраических уравнений двухфазной газодинамики и теплообмена позволило решить задачу по течению двухскоростного двухтемпературного газопорошкового потока в ковшевой фурме с учётом более 20 реально существующих физических воздействий.

2. Уменьшение толщины защитной футеровки снижает надёжность работы фурмы, но благодаря интенсивному теплоподводу к газозвеси в расплав вносится дополнительная энергия в виде возрастающей кинетической энергии истекающих в металл газопорошковых струй, что должно привести к улучшению перемешивания чугуна и повышению его качества.

Список источников.

1. Косолап Н.В., Харлашин П.С., Куземко Р.Д. Моделирование подачи высокоплотного потока угольной пыли в доменную печь // Сталь. – 2010. – №1. – С. 13 – 17.

А.Л. Никишина, студентка, **Б.В. Гавриленко**, канд. техн. наук, доц., Донецкий национальный технический университет

СИНТЕЗ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРОЙ В СВАРОЧНОЙ ЗОНЕ МЕТОДИЧЕСКОЙ ПЕЧИ

Основная задача регулирования температурного режима в методической печи заключается в обеспечении качественного прогрева металла, сохранности кладки печи и оборудования, безопасности работы печи и предотвращения возможной аварии, а также в соблюдении экономичной работы нагревательной печи.

Управление температурным режимом в зонах печи в ручном режиме приводит к росту процента брака готовой продукции.

Управление работой печной установки в автоматическом режиме осуществляется путем формирования заданий на выработку управляющих воздействий. В этом режиме работы печи качество нагрева слитков зависит от поддержания заданной температурной карты и связанного с ней регулирования фактической температуры в сварочной зоне методической нагревательной печи.

Одним из факторов обеспечения качества листового проката является обеспечение постоянного оперативного контроля температуры в сварочной зоне методической печи.

Использование систем автоматического управления значительно повышает качество подготовки слитка металла в методической нагревательной печи. Это позволяет уменьшить процент отбраковки готовой продукции, износ валков прокатного стана и расход электроэнергии на прокатку.

На рисунке 1 представлена структура системы автоматического регулирования температурного режима в сварочной зоне.

Внутренний контур реализует величину расхода воздуха, соответствующий расход топлива, а внешний контур корректирует величину соотношения газ-воздух в продуктах сгорания.

На рисунке 1 приведены следующие обозначения:

X_3 – заданный сигнал;

Y – выходной сигнал;

ε – ошибка.

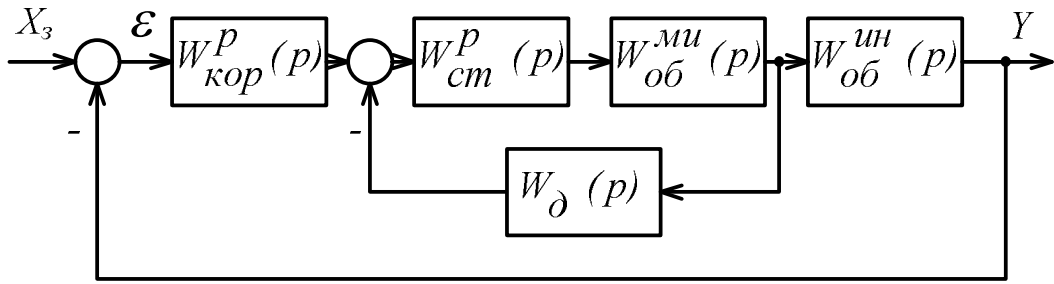


Рисунок 1 – Структурная схема АСУ температурным режимом в сварочной зоне методической печи

Математическая модель нагрева слитка в методической нагревательной печи реализована аналитическим способом, при этом изменяется переходная функция.

При синтезе системы управления используется упрощенная передаточная функция сварочной зоны методической печи:

$$W_{об}(p) = \frac{K}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)^n}, \quad (1)$$

где K – коэффициент передачи; T_1 и T_2 – постоянные времени малоинерционного объекта; n – показатель степени.

Передаточная функции малоинерционного объекта имеет вид:

$$W_{об}^{ми}(p) = \frac{K}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)^n}, \quad (2)$$

где $K = 0,3$; $T_1 = 0,9$ с.; $T_2 = 0,2$ с.; $n = 3$,

$$W_{об}^{ми}(p) = \frac{0,3}{(0,9p + 1)(0,2p + 1)^3}. \quad (3)$$

Передаточная функция инерционного объекта имеет вид:

$$W_{об}^{ин}(p) = \frac{K}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)^n}, \quad (4)$$

где $K = 0,3$; $T_1 = 2$ с.; $T_2 = 0,2$ с; $n = 1$,

$$W_{об}^{ин}(p) = \frac{0,3}{(2p + 1)(0,2p + 1)}. \quad (5)$$

Передаточная функция замкнутой системы управления:

$$\Phi(p) = \frac{W_p(p)W_o(p)}{1 + W_p(p)W_o(p)}. \quad (6)$$

Передаточная функция регулятора:

$$W_p(p) = \frac{\Phi(p)}{1 + \Phi(p)} \cdot \frac{1}{W_0(p)}. \quad (7)$$

Для определения передаточной функции оптимального регулятора принимаем допущение $\Phi(p) = \Phi^0(p) \cdot e^{-\tau p}$;

Так как величина запаздывания достаточно мала, то она может быть разложена в ряд Тейлора:

$$e^{-\tau p} = \tau p; \quad (8)$$

При обеспечении высокой динамической точности:

$$\Phi^0(p) = 1. \quad (9)$$

Учитывая допущения, запишем передаточную функцию регулятора:

$$W_p(p) = \frac{1}{W_0^0(p) \cdot \tau p}, \quad (10)$$

где

$$W_0^0(p) = \frac{K}{T_0 p + 1}. \quad (11)$$

После подстановки получаем:

$$W_p(p) = \frac{1}{\frac{K}{T_0 p + 1} \cdot \tau p} = \frac{T_0 p + 1}{K \tau p} = \frac{T_0 \left(p + \frac{1}{T_0} \right)}{K \tau p} = \frac{T_0}{K \tau} \left(1 + \frac{1}{T_0 p} \right). \quad (12)$$

Данная передаточная функция отвечает передаточной функции ПИ-регулятора:

$$W_p^{\text{ПИ}} = K \left(1 + \frac{1}{T_u p} \right), \quad (13)$$

где: $T_u = T_0$.

Для PID1: $K = 0,84$; $T_0 = 0,53\text{с}$.

Для PID2: $K = 1$; $T_0 = 0,5\text{с}$.

По рассчитанным характеристикам переходного процесса разработана структурная схема регулирования температуры в сварочной зоне методической печи (рисунок 2).

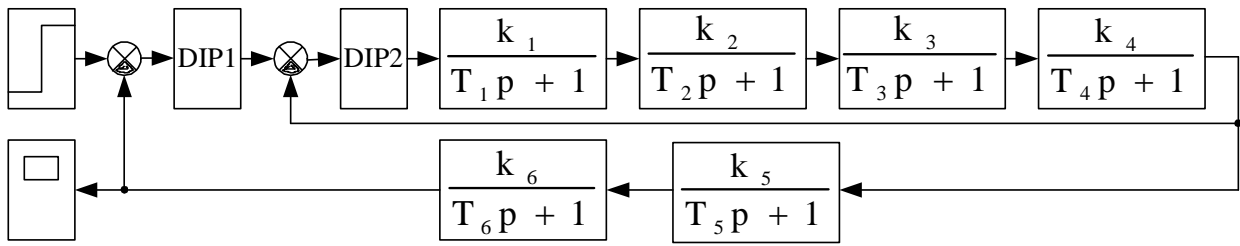


Рисунок 2 – Структурная схема АСУ для расчета в программе «MATLAB»

В соответствии с рисунком 2 коэффициенты передаточных функций принимают следующие значения:

$$\begin{aligned}
 k_1 &= k_5 = 0,3; \\
 k_2 &= k_3 = k_4 = k_6 = 1; \\
 T_1 &= 0,9\text{с.}; T_2 = T_3 = T_4 = T_5 = 0,2\text{с.}; \\
 T_6 &= 2\text{с.}
 \end{aligned}$$

Переходный процесс регулирования температурного режима при действии возмущающих воздействий (рисунок 3) характеризуется следующими показателями качества:

- время регулирования $t = 110$ с;
- величина перерегулирования $Y(t) = 30\%$;
- статистическая ошибка равна 0.

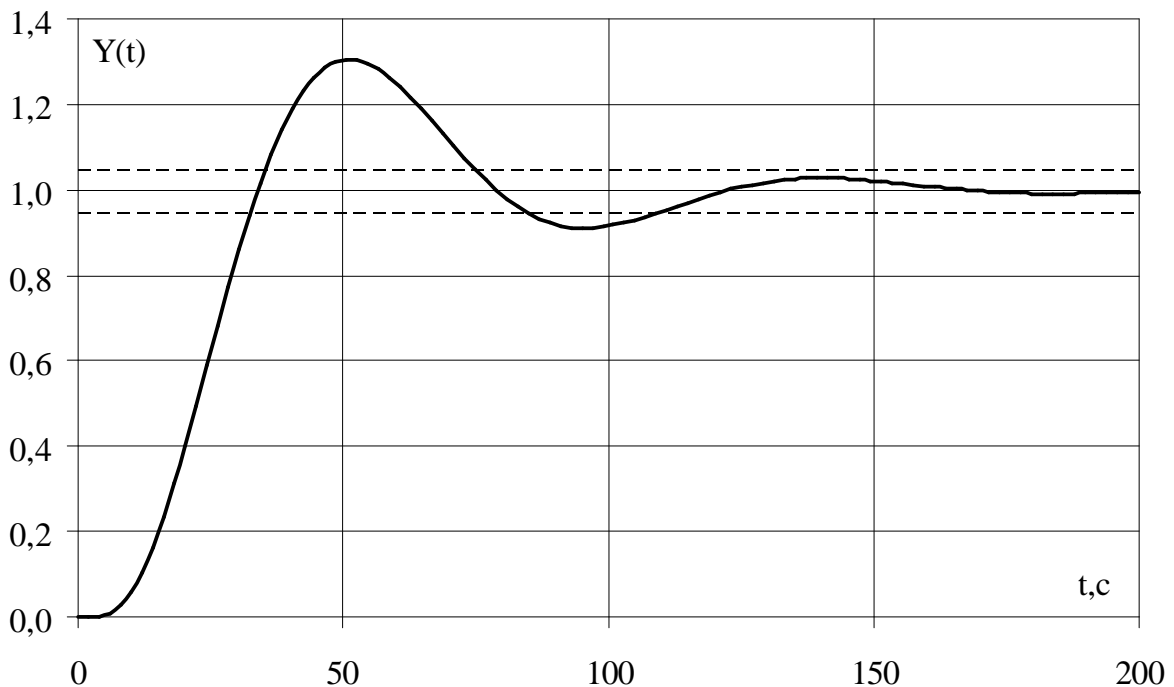


Рисунок 3 – График переходного процесса регулирования температурного режима в сварочной зоне методической печи

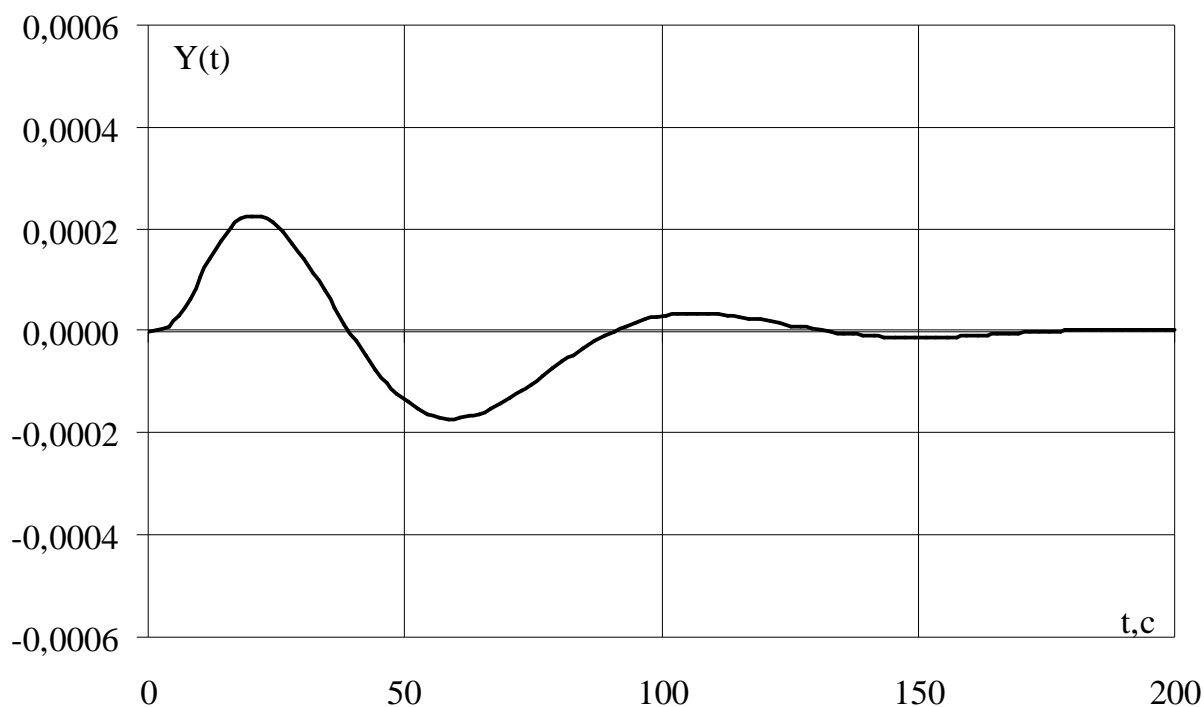


Рисунок 4 – График переходного процесса регулирования температурного режима после возмущения

Переходный процесс регулирования температурного режима нагревания слитка после действия возмущающего воздействия (рисунок 4) характеризуется следующими показателями качества:

- время регулирования $t = 0$ с, поскольку переходной процесс не пересек 5% зону;
- динамическая ошибка $Y(t) = 11\%$;
- статистическая ошибка равна 0.

Данные показатели качества можно считать удовлетворительными. Полученные результаты можно использовать для последующей технической разработки системы управления нагревом металла в методической печи.

Список источников:

1. Автоматизация методических печей. Буглак Л.И., Вольфрам И.Б., Ефроймович С.Ю. М., «Металлургия», 1981, 196с.
2. Методические печи. Гусовский В.Л., Оркин Л.Г., Тымчак В.М., М., «Металлургия», 1970, 432с.
3. Н.Ю.Тайц, Ю.И.Розенгарт. Методические нагревательные печи. Москва: Metallurgizdat, 1964.-408с.
4. Автоматизация управления металлургическими процессами. Каганов В.Ю., Блинов О.М., Бельский М.М. М., «Металлургия», 1974.-416 с.

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

С.А. Бедарев, канд. техн. наук, доц.,

И.А. Брозьянский, студент

Донецкий национальный технический университет

ЗАДАЧА ПОИСКА ЭФФЕКТИВНОЙ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ПОПЛАВКОВОГО ТИПА ДЛЯ ОТСЕЧКИ КОНВЕРТЕРНОГО ШЛАКА

Изложены основные принципы построения математической модели движения элемента поплавкового типа для отсечки конвертерного шлака. Разработка модели позволит выполнять поиск наиболее эффективных конструкций отсечных элементов.

Производство качественной конвертной стали является одной из важнейших задач, решаемых в современной металлургии. Успешное ее решение зависит от количества конечного технологического шлака, попадающего в разливочный ковш во время выпуска плавки из кислородного конвертера. Эффективным способом отсечки шлака считается применение отсечных элементов поплавкового типа, которые вводятся в ванну конвертера специальными манипуляторами. Наибольшее распространение получили элементы в форме огнеупорных дротиков (рисунок 1), состоящих из головной части 1, выполненной из огнеупорного материала в виде усеченного конуса или полусферы, и металлического центрирующего стержня 2, покрытого защитной оболочкой 3. Принцип действия такого рода отсечных элементов следующий. После сброса в конвертер манипулятором элемента нижняя часть стержня, покрытая огнеупорным материалом, проходит через слой шлака и центрирует отсечной элемент в сталевыпускном канале сталеплавильного агрегата. За счет подбора удельной массы отсечной находится на границе раздела сталь-шлак и перекрывает выпускное отверстие конвертера для предотвращения попадания

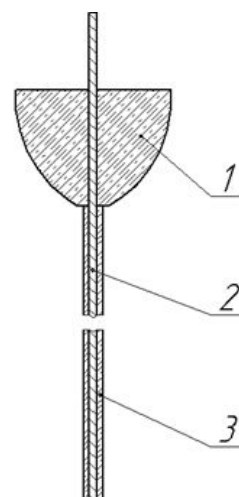


Рисунок 1 – Типовая конструкция отсечного элемента поплавкового элемента

шлака в сталеразливочный ковш. Однако, наблюдались случаи, когда в конвертере вместе со шлаком оставалась и сталь. Поэтому задача поиска рациональных конструкций отсечных элементов остается по-прежнему актуальной.

К настоящему времени существует значительное количество работ [1–2], посвященных подбору огнеупорных материалов для изготовления отсечных элементов поплавокотого типа и связанных с поиском наиболее эффективной конструкции, в частности с формой головной части. Но, несмотря на это, зависимости для определения геометрических параметров и массовых характеристик отсечных элементов отсутствуют. В работе [3] представлены результаты исследований функционирования 4 типов отсечных элементов, исследования выполнялись с помощью физического моделирования. Авторами было установлено, что в заключительной стадии выпуска стали из конвертера возникает явление осцилляции отсечного элемента (рисунок 2), вызванное соотношением сил, действующих на элемент. Амплитуда колебаний отсечного элемента обуславливает степень отсечки шлака и количество остающейся в конвертере после окончательного перекрытия сталевыпускного отверстия стали. В качестве наиболее предпочтительной конструкции отсечного элемента авторами рекомендован элемент с формой головной части в виде ступенчатого цилиндра.

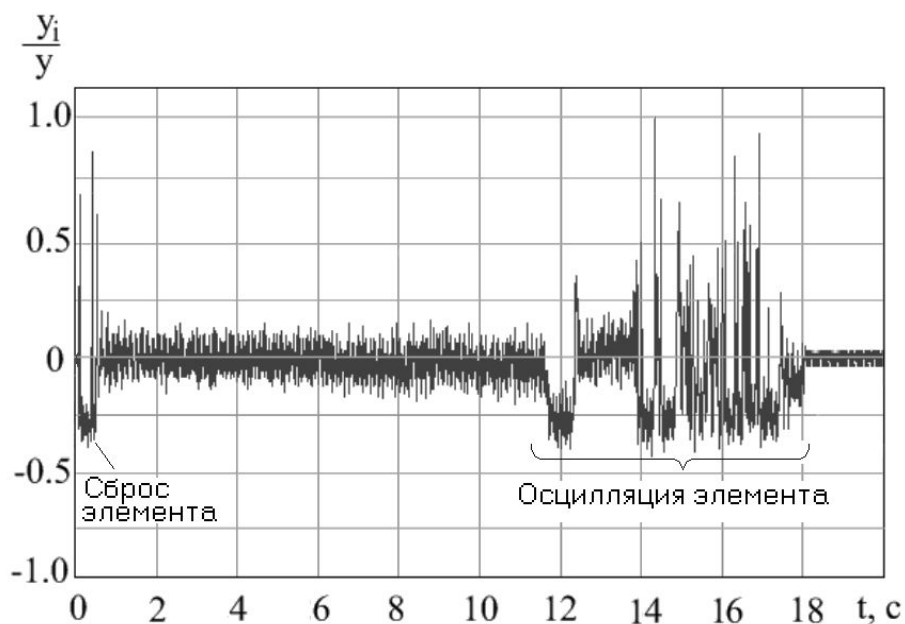


Рисунок 2 – Характерный вид движения отсечного элемента в ванне конвертера

Выполненные исследования могут быть продолжены с целью разработки математической модели движения отсечного элемента после сбрасывания в ванну конвертера. Такая модель позволит изучать поведение отсечных элементов различных конструкций и определять наиболее рациональные конструктивные параметры отсечного элемента с учетом вместимости конвертера и технологии плавки.

В данной статье изложены принципы создания такой математической модели.

В основу модели положено следующее. После сброса отсечного элемента в ванну конвертера он находится на поверхности раздела сталь-шлак в состоянии равновесия, т.е. сила тяжести $G_{Э}$ уравновешена выталкивающей силой $F_{В}$ (рисунок 3 а).

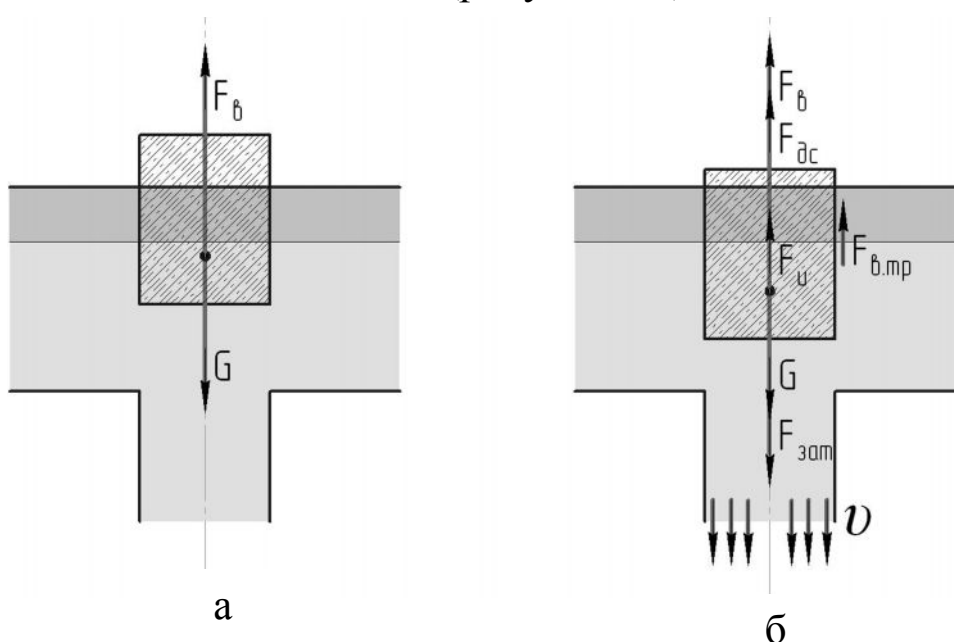


Рисунок 3 – Расчетные схемы действующих на отсечной элемент сил: а) состояние равновесия; б) явление осцилляции

В процессе выпуска стали при достижении некоторого критического уровня $H_{\text{кр}}$ [4] в сталевыпускном отверстии происходит образование воронки, вызывающей возникновение затягивающей силы F_3 (осевой массодинамической силы [5]). Сила F_3 увлекает отсечной элемент вниз, выводя его из состояния равновесия, и вызывает его движение относительно потоков стали. При этом на отсечной элемент начинают действовать сила вязкого трения $F_{\text{в,тр}}$, сила сопротивления $F_{\text{дс}}$, вызванная динамическим давлением расплава, и сила инерции $F_{\text{ин}}$ (рисунок 3б).

Сила тяжести отсечного элемента G_3 определяется его конструкцией, геометрическими параметрами головной части и плотностью огнеупорного материала. Сила затягивания F_3 зависит от скорости истечения стали из сталевыпускного отверстия, является пульсирующей и изменяется во времени. Сила вязкого трения $F_{В.ТР}$ связана со скоростью движения потоков стали и отсечного элемента, а также площадью его боковой поверхности. Сила сопротивления $F_{ДС}$ обусловлена скоростью движения отсечного элемента и формой его головной части. Выталкивающая сила $F_В$ прямо пропорциональна объему погруженной части поплавокowego элемента и изменяется в процессе движения.

Уравнение движения отсечного элемента можно представить в виде:

$$m \frac{dy^2}{dt^2} + F_{ДС} \left(\frac{dy}{dt} \right) + F_{В.ТР} \left(\frac{dy}{dt}, y \right) + F_В(y) = mg + F_3(t), \quad (1)$$

где m – масса отсечного элемента;

y – текущая координата, характеризующая перемещение отсечного элемента;

t – время.

Уравнение (1) является дифференциальным уравнением второго порядка, неоднородным с правой частью. Решением данного уравнения является зависимость $y=f(t)$, отражающая колебательный характер движения отсечного элемента. Поиск решения выполняется численным методом.

Почти все силы, входящие в уравнение (1), обусловлены геометрическими параметрами отсечного элемента, а силы $F_{В.ТР}$ и F_3 зависят от скоростей потоков расплава. Поэтому математическая модель движения отсечного элемента в ванне конвертера должна включать два блока.

В первом блоке моделируется процесс выпуска стали из конвертера, в результате чего определяются скорости истечения расплава как функции времени, обуславливающие силы F_3 , $F_{В.ТР}$. Во втором блоке происходит решение уравнения (1).

Следует отметить, что головная часть отсечного элемента представляет собой тело вращения, для которого при заданном уравнении образующей кривой $x=f(y)$ объем и площадь боковой поверхности могут быть найдены по формулам:

$$V_{\Gamma} = \pi \int_{y_{\text{н}}}^{y_{\text{к}}} f^2(y) dy; \quad S_{\Gamma} = 2\pi \int_{y_{\text{н}}}^{y_{\text{к}}} f(y) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{dx}{dy}\right)^2} dy ,$$

где $y_{\text{н}}$, $y_{\text{к}}$ – координаты, соответствующие начальному и конечному сечению головной части.

Данные соотношения позволяют рассматривать разные варианты кривых для формообразования головной части отсечного элемента, т.к. эти параметры влияют и на силу тяжести, и на выталкивающую силу, и на силу вязкого трения, а, значит, обуславливают и характеристики колебательного движения отсечного элемента.

Поэтому использование математической модели предполагает следующее. С учетом вместимости конвертера, количества шлака, диаметра сталевыпускного отверстия назначаются диапазоны изменения диаметров верхнего и нижнего сечений головной части отсечного элемента, высота головной части, плотность огнеупорного материала. Далее происходит конструирование отсечного элемента определенной формы. После чего для этого элемента с помощью математической модели движения выполняется расчет зависимости $y=f(t)$.

Наилучшим вариантом конструкции отсечного элемента признается такой, для которого амплитуда колебаний будет минимальна.

Таким образом, разработка математической модели движения отсечных элементов поплавокотого типа позволит выполнить многовариантный поиск эффективной конструкции, обеспечивающей высокую степень отсечки конвертерного шлака, как за счет перебора геометрических параметров и форм головной части, так и характеристик огнеупорного материала.

Список источников.

1. Slag stoppers: Balls, Darts and Now Tetron / «33 Metal Prod.» – 1987. – № 11. – Р. 40 – 41.
2. Совершенствования способа отсечки конвертерного шлака с помощью плавающих шаровых стопоров / А.Т. Бондаренко, Ю.И. Черевик, Н.А. Маслов [и др.] // *Металлургическая и горнорудная промышленность.* – 1992. – №2. – С. 8 – 9.
3. Исследования на физической модели процесса взаимодействия отсечных элементов поплавокотого типа с потоками расплава в ванне конвертера / С.П. Еронько, Е.В. Ошовская, С.А. Бедарев, С.В. Мечик // «Черметинформация». Бюллетень «Черная металлургия», 2009. – Вып.6. – С. 39–45.
4. Примеры расчетов по гидравлике/Под ред. А.Д. Альтшуля. – М.: Стройиздат, 1977. – 255 с.
5. Самохвалов В.Н. Массодинамическая природа вихревых процессов. – эл.ресурс. [www.shaping.ru/congress/download/cong06\(041\).pdf](http://www.shaping.ru/congress/download/cong06(041).pdf)

А.С. Поливанчук, студент; **С.В. Василец**, канд. техн. наук,
Донецкий национальный технический университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА НАГРЕВА СЛЯБА В МЕТОДИЧЕСКОЙ ПЕЧИ

Выполнено математическое моделирование процесса нагрева заготовок в проходной методической печи при прямоточной и противоточной схемах движения дымовых газов. Обоснованная математическая модель позволяет установить оптимальное время нагрева материала в каждой из зон методической печи с требуемыми параметрами (скорость нагрева, перепад температуры по толщине заготовок) в условиях неритмичной работы стана.

Термическая обработка слябов перед прокаткой или ковкой в проходных методических печах (МП) выполняется с целью доведения материала до требуемой температуры на поверхности и по сечению заготовки при соблюдении технологического режима нагрева, придания материалу необходимых пластических и технологических свойств [1, 2]. Актуальность исследования процесса нагрева заготовок определяется необходимостью минимизации брака готовой продукции и уменьшения его себестоимости (путем снижения затрат на топливо).

Целью работы является определение зависимости изменения температуры сляба в МП от времени $T_M(\tau)$, перепада температур по толщине заготовки (температура центра $T_c(\tau)$ и поверхности $T_{нов}(\tau)$), а также рассмотрение влияния режима нагрева (прямоток, противоток) на время нагрева заготовок τ_k . Моделирование осуществляется при допущении об отсутствии тепловыделения в слое и материале, а также потерь энергии в окружающую среду [3].

Тепловые балансы по металлу и по газу имеют вид:

$$\frac{dT_M}{d\tau} = \frac{\alpha \cdot k_1}{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_M} \cdot (T_\partial - T_M), \quad (1)$$

$$-\frac{dT_\partial}{d\tau} = \pm W \frac{\alpha \cdot k_1}{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_M} \cdot (T_\partial - T_M), \quad (2)$$

где $W = \Pi \cdot c_M / (B_\partial \cdot c_\partial)$ - отношение водяных чисел, α , k_1 - коэффициенты теплоотдачи и материальной нагрузки, Π , B_∂ - секундный

расход материала и газа; c_m, c_∂ - теплоемкость материала и газа.

Из выражения (1) получим:

$$T_\partial = T_m + \frac{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_m}{\alpha \cdot k_1} \cdot \frac{dT_m}{d\tau}, \quad (3)$$

продифференцируем выражение (3):

$$\frac{dT_\partial}{d\tau} = \frac{dT_m}{d\tau} + \frac{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_m}{\alpha \cdot k_1} \cdot \frac{d^2T_m}{d\tau^2}. \quad (4)$$

Подставив (4) в (2) получим следующую зависимость:

$$\frac{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_m}{\alpha \cdot k_1} \cdot \frac{d^2T_m}{d\tau^2} = -\frac{dT_m}{d\tau} \cdot (1 \pm W). \quad (5)$$

Для упрощения формы записи выражения (5) введем новую переменную:

$$u = \frac{dT_m}{d\tau}, \quad (6)$$

перепишем выражение (5) в следующем виде:

$$\frac{du}{u} = -\frac{\alpha \cdot k_1}{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_m} \cdot (1 \pm W) \cdot d\tau. \quad (7)$$

Для прямо- и противотока $W \neq 1$, тогда выражение (7) запишем в виде:

$$\frac{du}{u} = -(1 \pm W) \cdot \frac{\alpha \cdot k_1}{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_m} \cdot d\tau. \quad (8)$$

Решая уравнение (8) получим:

$$\ln(u) = -(1 \pm W) \cdot \frac{\alpha \cdot k_1}{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_m} \cdot \tau + \ln(A_2), \quad (9)$$

$$u = \frac{dT_m}{d\tau} = A_2 \cdot \exp\left[-(1 \pm W) \cdot \frac{\alpha \cdot k_1}{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_m} \cdot \tau\right]. \quad (10)$$

Используя начальные условия, определяем постоянную интегрирования A_2 :

$$A_2 = \left. \frac{dT_m}{d\tau} \right|_{\tau=0} = \frac{\alpha \cdot k_1}{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_m} \cdot (T_{\partial 0} - T_0) \quad (11)$$

можем перезаписать выражение (10) в следующем виде:

$$\frac{dT_m}{d\tau} = \frac{\alpha \cdot k_1}{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_m} \cdot (T_{\partial 0} - T_0) \cdot \exp\left[-(1 \pm W) \cdot \frac{\alpha \cdot k_1}{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_m} \cdot \tau\right]. \quad (12)$$

Решением данного уравнения является выражение (13):

$$T_M = T_0 + \frac{(T_{\partial 0} - T_0)}{1 \pm W} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- (1 \pm W) \cdot \frac{\alpha \cdot k_1}{m \cdot S \cdot \rho \cdot c_M} \cdot \tau \right] \right\}. \quad (13)$$

Температуры центра и поверхности материала получим из следующих зависимостей [2, 3].

$$T_M = T_{\text{ц}} + \Delta T / k_3 = T_{\text{нов}} - (k_3 - 1) \Delta T / k_3, \quad (14)$$

где $\Delta T = q_{\text{нов}} \cdot S / (k_2 \cdot \lambda)$, тепловой поток - $q_{\text{нов}} = \alpha (T_{\partial} - T_{\text{г}}) / m$.

Компьютерная модель процесса нагрева стали в проходной методической печи для прямоточного и противоточного движения заготовок представлена на рисунке 1. Моделирование проводилось для следующих параметров: марка стали 20ХМЛ; $T_0 = 293$ К; $T_{\partial 0} = 1550$ К; $T_{M.K.} = 1473$ К; $\rho = 7800$ кг/м³; $c_M = 0,7$ кДж/(кг·К); $\alpha = 406$ Вт/(м²·К); $k_1 = 1$; $m = 1,6$; $\lambda = 45$ Вт·К/м; $\Pi = 100$ т/ч; $B_{\partial} = 0,43$ м³/с; $c_{\partial} = 2,134$ кДж/(кг·К); $S = 0,1$ м; $\alpha = 406$ Вт/(м²·К); $k_1 = 1$; $\Pi = 100$ т/ч; $c_M = 0,7$ кДж/(кг·К); $B_{\partial} = 0,43$ м³/с; $c_{\partial} = 2,134$ кДж/(кг·К). Результаты моделирования (рисунок 2) приведены в таблице 1.

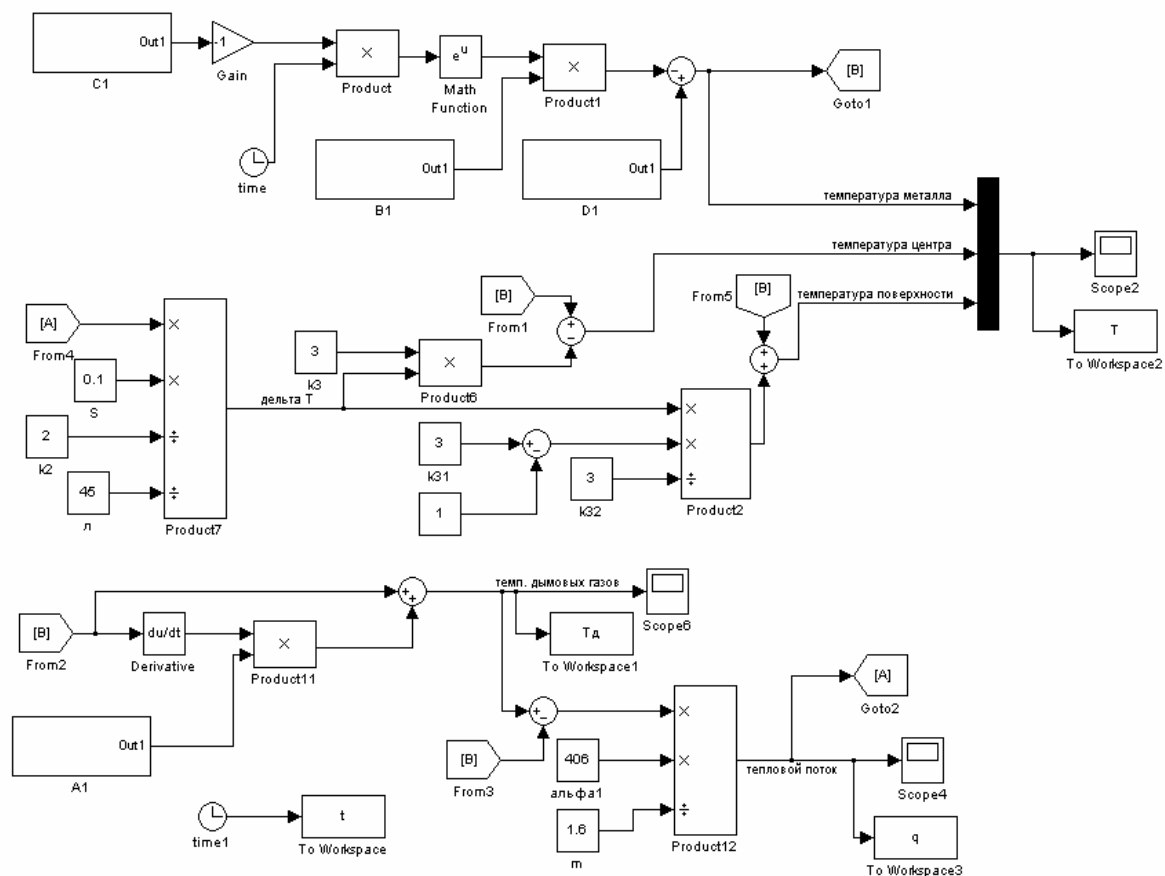
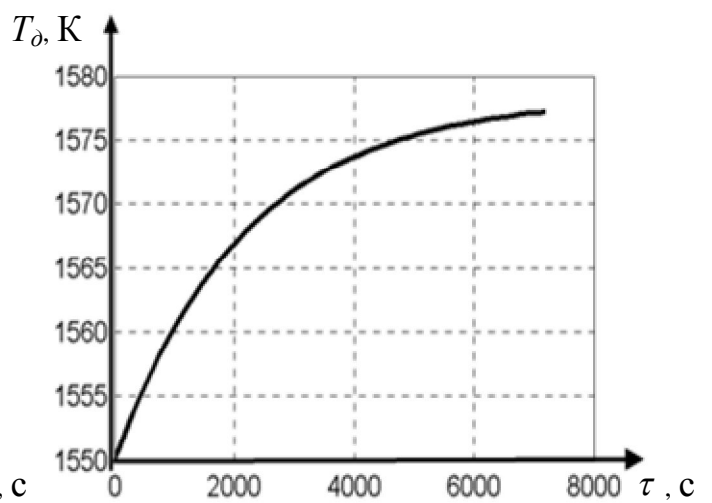
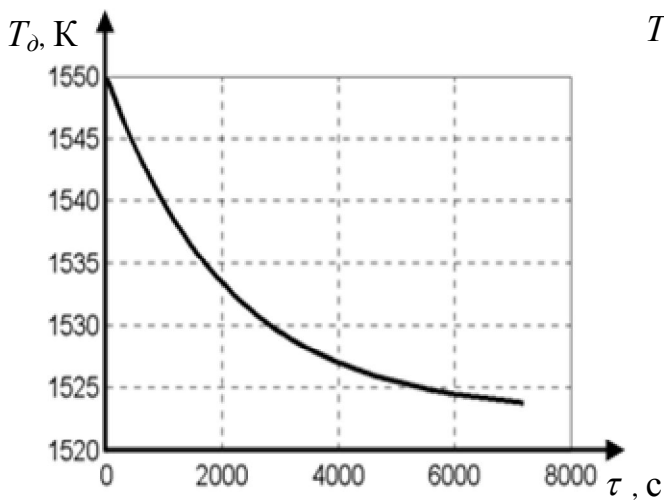
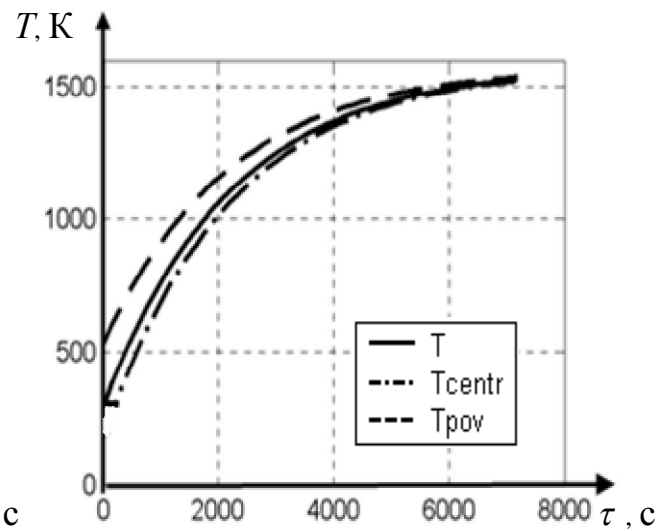
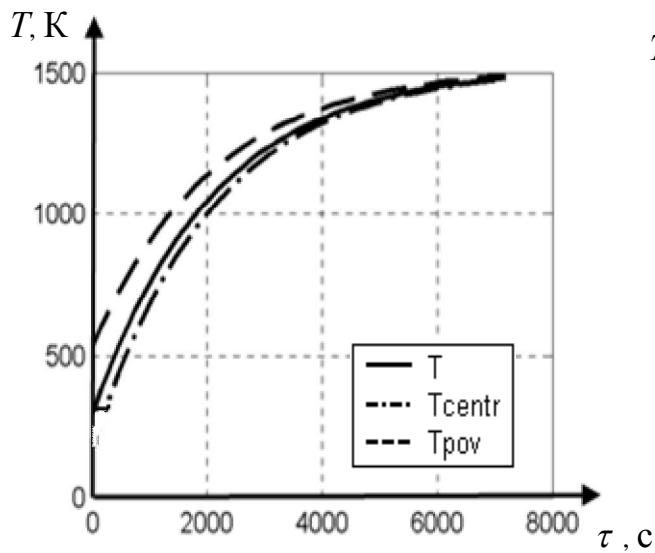
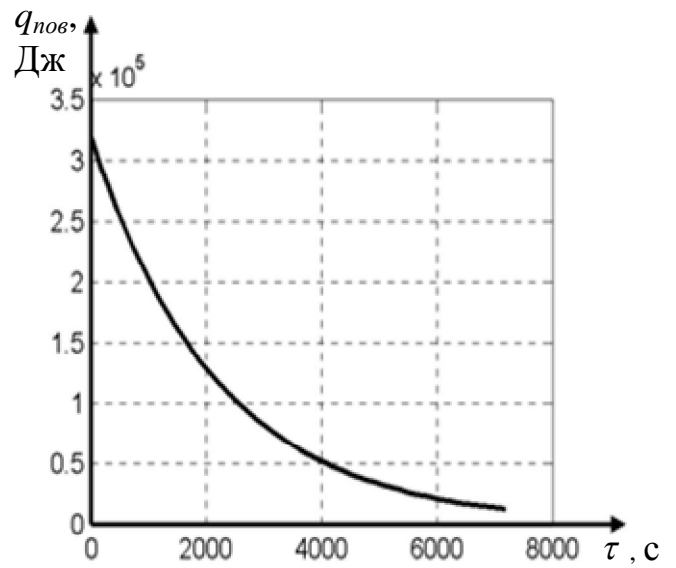
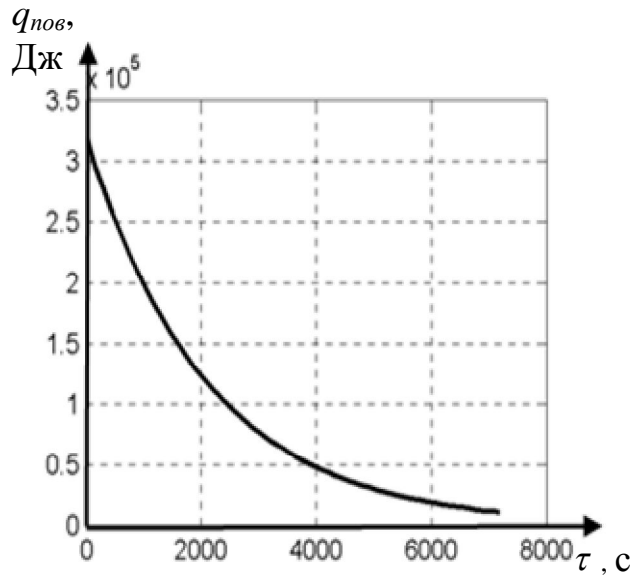


Рисунок 1 – Компьютерная модель процесса нагрева стали в проходной методической печи



a)

б)

Рисунок 2 - Графики зависимостей $T(\tau)$, $T_d(\tau)$ и $q_{нов}(\tau)$ при нагреве заготовок в прямотоке (а) и противотоке (б).

Таблица 1 – Результаты моделирования процесса нагрева материала в проходной методической печи

Движение дымовых газов	прямоточное	противоточное
Минимальное время нагрева, с	6750	5505
Перепад температур между $T_{м.к.}$ и $T_{нов}$, К	10	19
Перепад температур по толщине заготовки, К	14	29
Температура T_0 в начале нагрева, К	1550	1500
Температура T_0 в конце нагрева, К	1524	1575

Таким образом, обоснованная модель позволяет теоретически установить оптимальное время нагрева материала в каждой из зон методической печи, с требуемыми параметрами (скорость нагрева, перепад температуры по толщине заготовок) в условиях неритмичной работы стана, что обуславливает различную производительность МП. Нагрев заготовок в противотоке позволяет увеличить скорость нагрева материала по сравнению с нагревом в прямотоке и тем самым увеличить производительность печи, но при этом нарушается требование о перепаде температуры по толщине заготовки, что при прокатке может привести к появлению брака материала. В ходе дальнейших исследований целесообразно обосновать оптимальный режим нагрева, при котором время нахождения заготовок в печи будет минимальным при соблюдении температурного режима и низком выходе брака готовой продукции.

Список источников

1. Высокотемпературные теплотехнические процессы и установки в металлургии: [учебн. пос.] / М.П. Ревун, Б.Б. Потапов, В.М. Ольшанский, А.В.Бородулин. – Запорожье: ЗГИА. – 2002. - 443 с.
2. Расчет автоматических систем контроля и регулирования металлургических процессов / Кравцов А.Ф., Зайцева Е.В., Чуйко Ю.Н. – К., Донецк: Вища школа. – 1981. – 320 с.
3. Металлургическая теплотехника в двух томах. 2. Конструкция и работа печей: Учебник для вузов. Кривандин В.А., Неведомская И.Н., Кабахидзе В.В. и др. – М.: Металлургия, 1986. – 592 с.

В.В. Полтавец, канд. техн. наук, доц., **Н.Н. Шаповалова**,
инженер, **М.С. Саркиц**, магистр,
Донецкий национальный технический университет

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ ВИДА НАСАДКИ ПРИ ПОДАЧЕ ВОДНЫХ СОЖ ДЛЯ ОБРАБОТКИ РЕЗАНИЕМ

Рассматриваются особенности подачи при обработке резанием водных смазочно-охлаждающих жидкостей через плоскощелевые насадки и обосновывается целесообразность их применения.

При большинстве видов алмазно-абразивной обработки широко используются различные смазочно-охлаждающие технологические средства (СОТС), которые оказывают непосредственное влияние на производительность и качество обработки [1]. Из числа разнообразных СОТС, применяемых промышленности при обработке резанием, наиболее распространены смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ).

Одним из высокоэффективных методов алмазно-абразивной обработки является шлифование с управлением параметрами обрабатываемой поверхности заготовки и параметрами рабочей поверхности круга (РПК). Кроме подачи СОЖ непосредственно в зону резания, при обработке с электрофизико-химическими управляющими воздействиями на РПК в автономной зоне охлаждающая жидкость, выполняющая функцию рабочей среды процесса обработки и процесса осуществления управляющих воздействий, подаётся также и в автономную зону (рис. 1, 2). Сопла для подачи рабочей среды в зону резания и в автономную зону обычно имеют некруглое выходное поперечное сечение, формируемое либо деформацией металлической трубки круглого сечения для подачи СОЖ, либо установкой на эту трубку насадки соответствующей формы.

Поступление охлаждающей жидкости в нужных объёмах в соответствующие зоны рабочего пространства шлифовального станка имеет первостепенное значение для снижения тепловой напряженности процесса обработки, обеспечения заданного качества обработанной поверхности, поддержания высоких режущих свойств и повышения стойкости шлифовального инструмента.

Для устойчивого протекания процессов в зоне резания и в автономной зоне желательно обеспечить равномерный расход СОЖ по всей ширине соответствующей зоны.

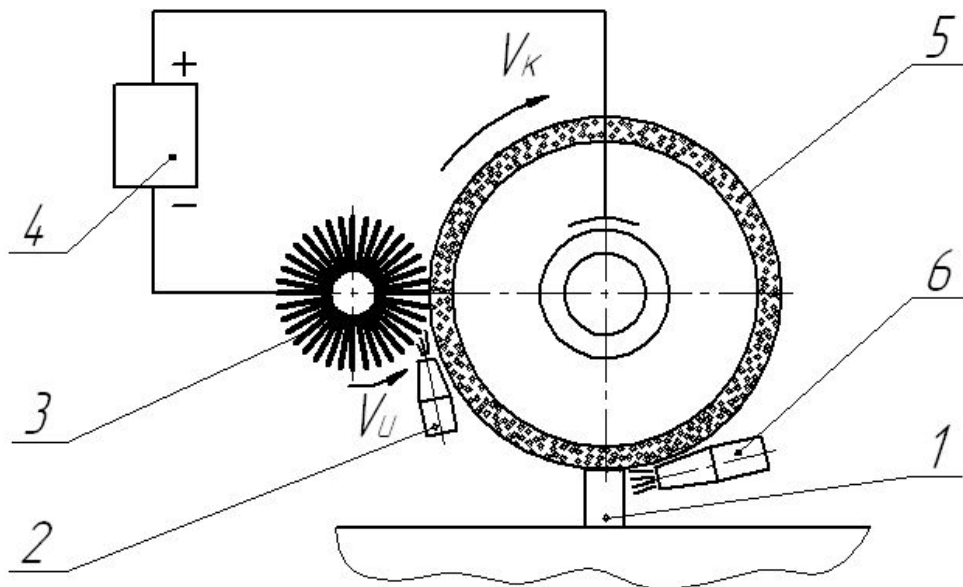


Рисунок 1 – Плоское шлифование с электроконтактными управляющими воздействиями на РПК в автономной зоне с помощью круглой щетки из гибких элементов

1 – обрабатываемая заготовка, 2 – сопло для подачи рабочей среды в межэлектродный промежуток, 3 – вращающаяся щетка из гибких электродов, 4 – источник тока, 5 – шлифовальный круг, 6 – сопло для подачи рабочей среды в зону резания

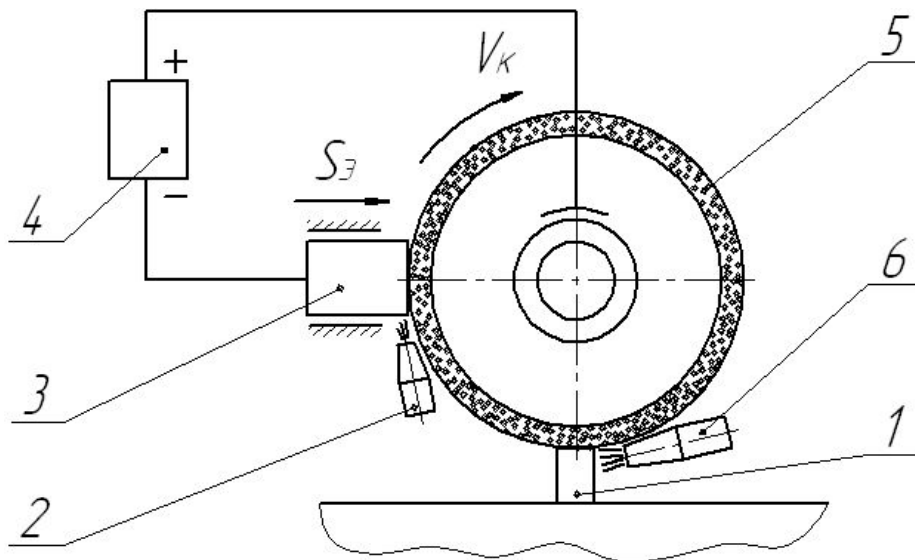


Рисунок 2 – Плоское шлифование с электроэрозионными управляющими воздействиями на РПК в автономной зоне с помощью электрода-инструмента

1 – обрабатываемая заготовка, 2 – сопло для подачи рабочей среды в межэлектродный промежуток, 3 – электрод-инструмент, 4 – источник тока, 5 – шлифовальный круг, 6 – сопло для подачи рабочей среды в зону резания

Вопросы истечения жидкостей через отверстия и насадки различной формы рассмотрены, например, в работе [2]. Для случая использования цилиндрических, конических суживающихся или расширяющихся отверстий методика расчета параметров получаемых с их помощью струй жидкости проработана достаточно подробно. Для некруглого выходного отверстия расчет параметров струи проводится в предположении, что внутри соответствующего струеформирующего устройства существуют несколько зон, а именно – начальная цилиндрическая зона, переходная и выходная щелевая зоны (рис. 3). При расчете обязательно учитывать потери, которые неизбежно будут происходить в переходной зоне.

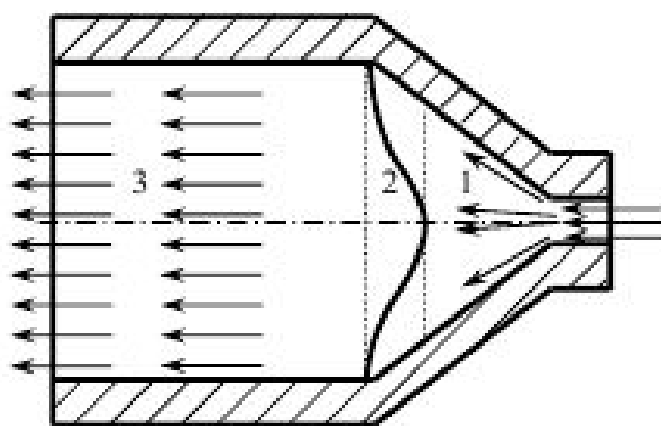


Рисунок 3 – Течение жидкости в плоскощелевой насадке треугольного типа

1 – начальная цилиндрическая зона, 2 – переходная зона,
3 – выходная зона прямоугольного сечения

Переходной зоне в насадке необходимо придать такую геометрическую форму, которая обеспечивала бы равенство гидравлических сопротивлений на пути от входа в насадку до любой точки плоской щели на выходе из насадки. При этом течение жидкости в насадке дросселируется в средней части поперечного сечения и усиливается по краям плоской щели. В пределах переходной зоны 2 сечение канала насадки имеет участки с различной высотой (большой на участке, расположенном у начальной зоны 1, и меньшей на участке, ближнем к выходу из насадки), причем длина участка с большей высотой, измеренная вдоль линии тока жидкости, непрерывно увеличивается с ростом длины линии тока, обеспечивая тем самым равенство гидравлических сопротивлений вдоль всех линий тока в зонах 1-2 (см. рис. 3). Таким способом образом достигается постоянство давления и рас-

хода жидкости по ширине формирующего канала прямоугольного сечения (зона 3) на входе в него из переходной зоны 2.

Среди плоскощелевых насадок особое место занимает насадка, получившая название «рыбий хвост» (рис. 4), для которой равенство расхода жидкости во всех точках выходного поперечного сечения формирующего канала обеспечивается наиболее простыми конструктивными средствами [3]. Методы и приемы выравнивания параметров потока на выходе из насадки основываются на результатах гидродинамического анализа течения жидкости в канале насадки и являются одной из главных задач их гидравлического расчета.



Рисунок 4 – Насадка типа «рыбий хвост»

В работе [4] показано, что с помощью такого насадка обеспечивается выполнение условия равенства расходов жидкости в любой точке при отсутствии зон застоя в насадке. Соответствующие ограничения, обусловленные застоем жидкости, могут не учитываться при гидродинамических расчетах для воды и близких к ней по свойствам жидкостей, к которым можно отнести водные СОЖ для обработки шлифованием.

Рассмотренные особенности течения жидкости в плоскощелевых насадках являются основой для их гидравлического расчета и для последующего назначения геометрических параметров насадок.

Список источников.

1. Абразивная и алмазная обработка материалов. Справочник / Под ред. А.Н. Резникова. – М.: Машиностроение, 1977. – 391 с.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1971. – 671 с.
3. Стась С.В., Яхно О.М. Энергетический анализ струйных потоков // Вісник Кременчуцького Державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. 2008. – № 2 (49), Ч. 2. – С. 114-119.
4. Стась С.В., Колесников Д.В. Особенности истечения жидкости через щелевые насадки для обеспечения равномерного расхода струи / Гідравліка і гідротехніка: Науково-технічний збірник. – Вип. 64. – К.: НТУ, 2010.

Y. Pupyshva, l'étudiante, **V. Morgounov**, chargé de cours,
Université nationale technique de Donetsk

L'ARGUMENTATION DES METHODES DU REGLAGE DE L'ECONOMIE DE RESSOURCES DES MACHINES SOUFFLANTES TRAVAILLANT PARALLELEMENT DANS LES CONDITIONS DE L'ATELIER «CAPTAGE №1» D'USINE DU COKE ET DES PRODUITS CHIMIQUES D'AVDEYEVKA

L'analyse du travail des machines soufflantes avec les caractéristiques diverses à la présence des zones instables pendant leur travail parallèle sur le réseau total dans les conditions de l'atelier «Captage №1» d'Usine du coke et des produits chimiques d'Avdeyevka».

Problèmes:

1. L'analyse du travail des machines soufflantes avec les caractéristiques diverses à la présence des zones instables pendant leur travail parallèle sur le réseau total.

2. L'analyse des méthodes du réglage des régimes du travail d'une machine soufflante pendant les pressions changeantes P_1 et P_2 .

3. L'analyse des systèmes de la gestion automatisée des régimes des turbine à vapeur de transmission et des machines soufflantes .

De nos jours, les questions de l'augmentation des qualités économiques du travail des agrégats et des machines sont très actuelles pendant la croissance de la productivité des batteries de coke. La station de refoulement d'atelier «Captage №1» est équipée par des souffleurs Э1800-21-1(2) de la construction «ДАЛЪЭНЕРГОМАШ».

Il y a trois souffleurs avec une commande électrique synchrone ($P=2500$ kWt; $U=6$ kWt; $n_0=3000$ t/min) et un souffleur avec une commande à vapeur. Les souffleurs №1, №5 travaillent régulièrement, le souffleur №4 est dans la réserve. Les angles du départ des palettes d'une section de la turbine étaient changés pendant la réparation de $\alpha=57^\circ$ à $\alpha=90^\circ$. Cette action a causé l'augmentation de la productivité d'agrégat №5 et la violation de l'identité des caractéristiques aérodynamiques en comparaison d'autres souffleurs.

Bien connu que le travail parallèle sur le réseau total de deux souffleurs est économiquement et techniquement rationnel quand les souffleurs ont les caractéristiques identiques de refoulement. L'installation

du nouveau rotor en cinquième machine a mené au chargement non uniforme des machines №1 et №5.

Examinons le schéma de comptes de l'insertion des souffleurs

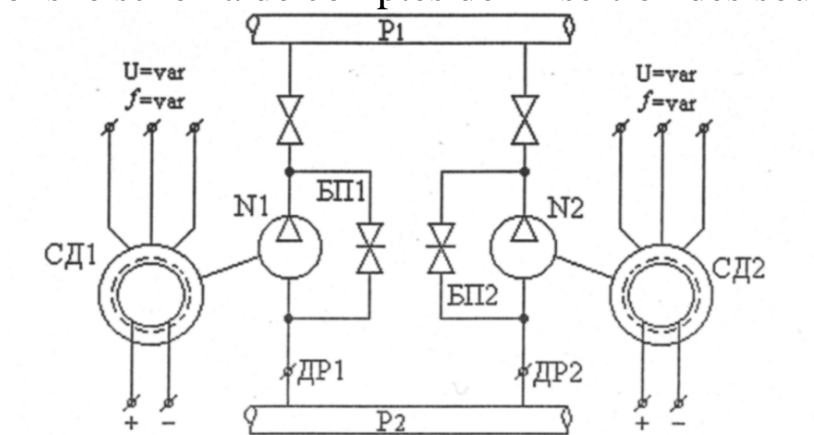


Fig. 1 Le schéma de comptes de l'insertion des souffleurs

Sur le schéma sont montrés:
Moteurs de commande CD1 et CD2 ;
Souffleurs N1 et N2;
By-pass БП1 et БП2 ;
Étrangleurs ДР1 et ДР2.

Nous analysons la conduite du système donné et nous recevons les caractéristiques identiques des moteurs et les caractéristiques différent des souffleurs.

La collaboration de deux machines avec une telle caractéristique est associée avec les difficultés considérables dans l'exploitation et la disposition du système vers "pompage", car à l'obtention de la pression critique dans une des machines, elle doit être déconnectée ou on doit appliquer le by-pass. L'utilisation du by-pass amène aux pertes considérables de l'énergie et de la surcharge des moteurs de commande.

Il est nécessaire de remarquer qu'au travail parallèle deux souffleurs avec les caractéristiques instables, la caractéristique totale reste avec la zone instable déplacée à droite selon le débit, et en outre, au travail parallèle de deux souffleurs avec les caractéristiques identiques instables, ce déplacement est plus petit.

Au travail instable quand même par une des machines la caractéristique totale reçoit la vue de la courbe embranchée. La pression créée par les souffleurs, en s'approchant du point critique, peut tomber jusqu'à la pression créée par une machine au débit nulle.

C'est pourquoi, si la caractéristique du réseau croise les deux branches de la caractéristique totale, le travail des machines sera instable

(pompage). Pour l'élimination du pompage la caractéristique du réseau doit être déplacée à droite. Ce que on fait à l'usine d'Avdeyevka grace à la fermeture du verrou du bypass. En conséquence, la capacité totale consommée par les moteurs de commandes grandit, et le rendement tombe.

À l'entrée dans le régime instable de la machine avec une plus petite pression critique, il est nécessaire de la déconnecter, ou régler profondément. Le régime critique de la caractéristique totale a la pression qui est égale à plus petite pression critique d'un de parallèlement inséré souffleurs.

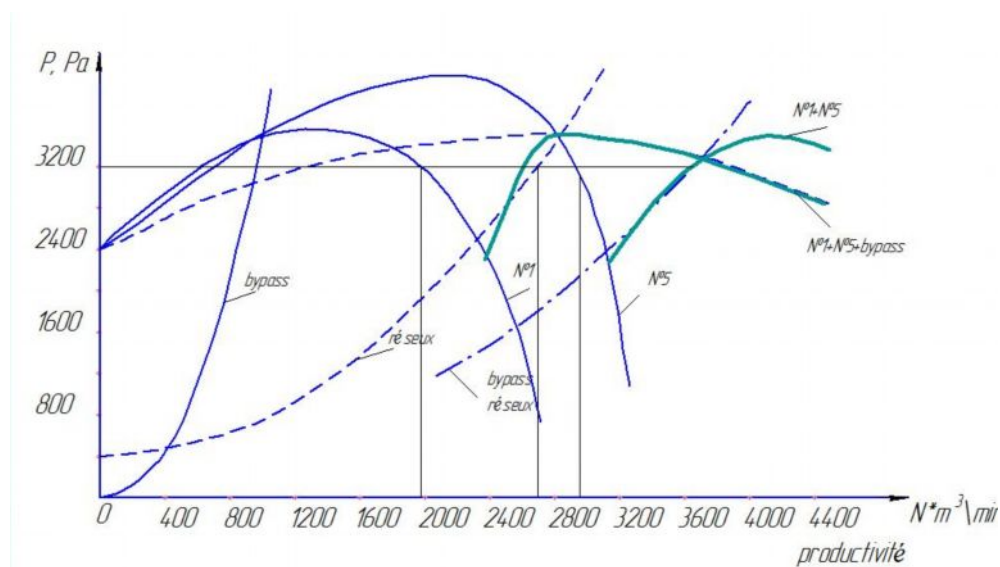


Fig. 2 Le régime du travail à la collaboration des souffleurs N°1 et N°5

Le réglage des souffleurs centrifuges.

Le but du réglage des souffleurs centrifuges est le changement par la voie artificielle du régime dans l'installation ou prévention d'apparition du travail instable de la machine. Les méthodes suivantes du réglage sont possibles :

- étranglement en refoulement à $n = \text{const}$;
- étranglement en aspiration à $n = \text{const}$;
- Pompage partiel du gaz du souffleur à $n = \text{const}$;
- changement du nombre des toures;
- changement de la position des palettes tournantes sur l'entrée ou sur la sortie de la roue à $n = \text{const}$.

Liste des sources

1. Борисенко В.Ф., Григорьев С.В., Моргунов В.М. и др. Вопросы повышения производительности нагнетательной станции средствами электропривода. Машиностроение и техносфера XXI века \ \ Сб. трудов МНТК в г. Севастополе 13-18 сентября 2004 г. В 4-ч томах.- Донецк: ДонНТУ, 2004. Т.1.- с 73-75

А.К. Семенченко, д-р техн. наук, проф.,

И.С. Гиниевская, магистрант

Донецкий национальный технический университет

МЕХАТРОННАЯ СИСТЕМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КОНВЕЙЕРА МЕХАНИЗИРОВАННОГО КОМПЛЕКСА

Представлена структура мехатронной системы перемещения конвейера с вариантом адаптивной системы управления.

The structure of the mechatronic system for moving the conveyor with a variant adaptive control system.

Проблема и ее связь с научными и техническими задачами.

На сегодняшний день к горным машинам предъявляются всевозрастающие требования, которые невозможно обеспечить без оснащения их различными системами автоматического управления и диагностики [1]. Одним из основных направлений совершенствования горных машин является повышение уровня интеллектуализации процесса управления ними на основе расширения использования средств автоматизации [2]. На фоне комплексной мехатронизации и интенсификации очистных работ, увеличении скоростей подачи очистного комбайна имеет место необходимость в увеличении скорости передвижки конвейера и секций механизированной крепи вслед за проходом комбайна и обеспечении надлежащей надежности их конструкции.

Анализ исследований и публикаций. Как известно процесс выемки угля механизированным комплексом сопровождается перемещением гидродомкратами передвижки механизированной крепи ее секций и конвейера, который является направляющей базой для очистного комбайна [3]. Существующий процесс передвижки рештаков сопровождается рядом недостатков [3, 4], а именно:

- управление системой передвижки является ручным;
- возможно срабатывание предохранительных клапанов и появление максимальных нагрузок в элементах системы перемещения, которые нежелательны, так как значительно влияют на снижение их ресурса;
- исключается возможность выбора оптимальной схемы передвижки, которая позволила бы ускорить процесс ее реализации и снизить нагруженность элементов системы перемещения.

Дальнейшее совершенствование системы перемещения конвейера предполагает ее мехатронизацию на базе адаптивной системы управления [5], которая обеспечит возможность увеличения ресурса гидродомкратов за счет исключения максимальных нагрузок, и вместе с этим будет осуществлять выбор наиболее оптимального алгоритма перемещения рештаков.

Постановка задачи. Цель данной работы – разработать структуру мехатронной системы перемещения рештаков конвейера механизированного комплекса с адаптивной системой оптимизации процесса их передвижки.

Изложение материала и результаты.

В связи с потребностью в усовершенствовании системы передвижки конвейера была разработана структура мехатронной системы перемещения рештаков конвейера с адаптивной системой управления, которая представлена на рисунке 1.

Основными элементами этой структуры являются:

- P_i, P_{i+1} – пространственно перемещающиеся массы i -го и $(i+1)$ -го рештака;
- C_i – пространственно перемещающаяся масса i -й секции крепи;
- OXYZ—система координат, жестко связанная с забоем;
- ГД – гидродомкрат передвижки;
- БУ – блок компьютерного управления гидрораспределителем;
- АР – автомат разгрузки;
- ГА – гидроаккумулятор.
- ГР – гидрораспределитель;
- ДР – дроссель;
- D_{Pi} – i -й датчик положения штока гидродомкрата передвижки;
- D_{Pi} – i -й датчик давления в гидродомкрате системы;
- D_{Ci} – i -й датчик усилий в соединениях рештаков;
- $D_{ГРi}$ – i -й датчик состояния распределительных устройств.

Описание принципа действия системы управления. Сигналы от датчиков (датчики положения, параметров, состояния распределительных устройств и усилий в соединениях) поступают на сенсорную систему, которая воспринимает эти сигналы и передает информационной системе.

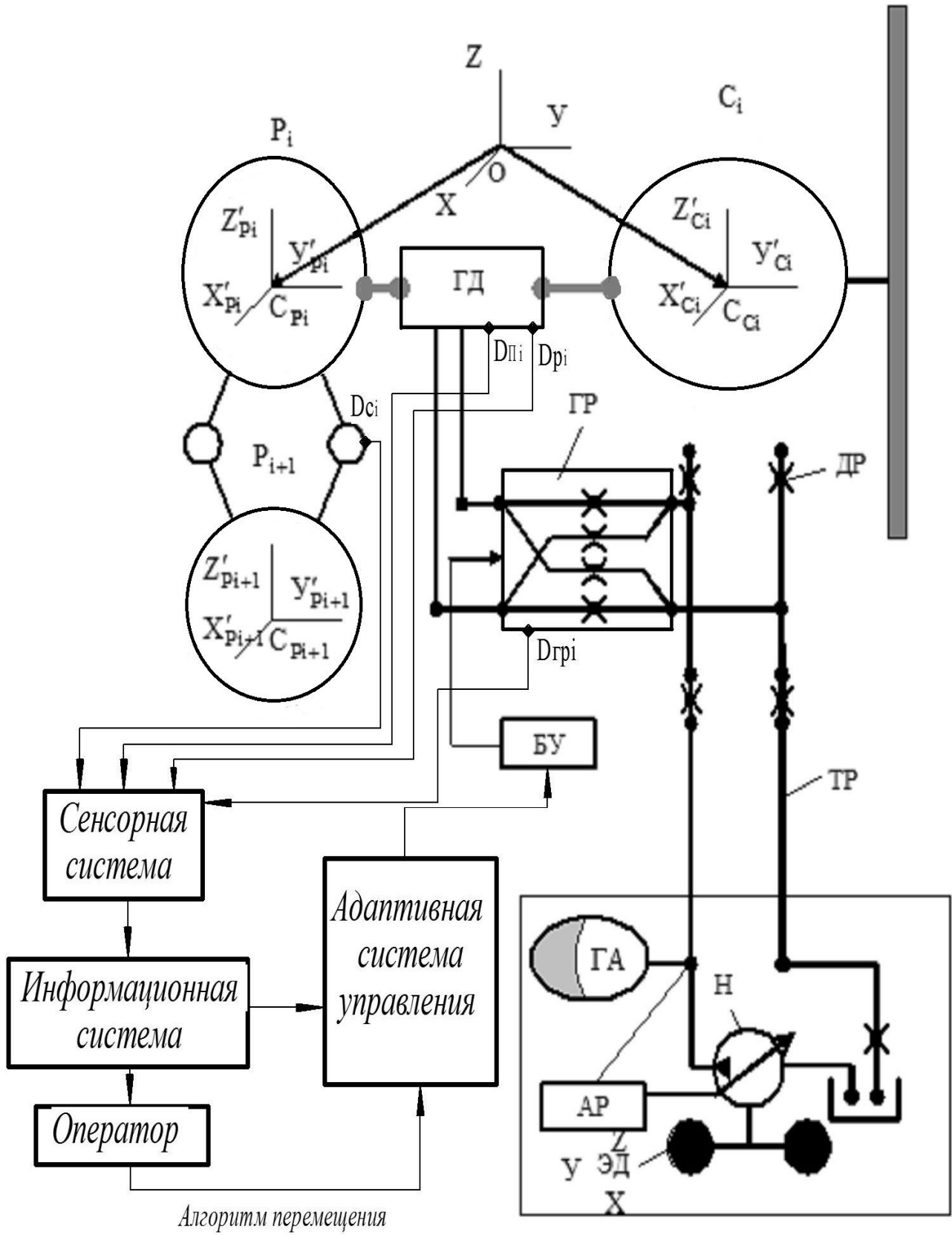


Рис. 1 – Структура мехатронной системы перемещения конвейера с адаптивной системой управления

Информационная система производит визуализацию поступившей информации и выдает ее оператору, а также передает информацию на адаптивную систему управления для оптимизации управления процессом передвижки. Оператор выбирает тот или иной алгоритм перемещения конвейера. В адаптивной системе управления отрабатывается сигнал по управлению блоками передвижки, посредством которых реализуется тот или иной алгоритм передвижки. Изначально алгоритм предусматривает перемещение рештаков конвейера через один, как наиболее приоритетный, что обосновано в работе [5], однако, если усилия перемещения окажутся большими, будет применен другой алгоритм.

Таким образом, производится перебор нескольких вариантов передвижки, из которых выбирается наиболее оптимальный.

Выводы и направление дальнейших исследований.

1) Обеспечение высоких темпов отработки лавы сегодня сопровождается увеличением скорости подачи очистных комбайнов и, как следствие, нуждается в ускорении процесса передвижки конвейера и секций крепи.

2) Разработанная структура мехатронной системы перемещения конвейера с адаптивной системой управления позволяет устранить ряд существующих недостатков системы передвижки, а также обеспечить выбор наиболее оптимальных алгоритмов передвижки с учетом нагруженности элементов системы.

3) Направлением дальнейшей работы является разработка математической модели мехатронной системы перемещения конвейера и обоснование выбора параметров для обеспечения ее функционирования.

Список источников.

1. Отличительные особенности машин современных механизированных комплексов / Н.И. Стадник, А.В. Сергеев, А.В. Мезников, В.П. Кондрахин. – Донецк: С. 111.
2. К вопросу повышения технического уровня высокопроизводительных комплексов / Семенченко А. К., Шабаев О. Е., Семенченко Д. А., Степаненко Е. Ю., Мотин Н. Н. // Наукові праці Донецького національного технічного університету, випуск 14 (127), Серія: гірничо-електромеханічна, Донецьк - 2007.
3. Горные машины для подземной добычи угля: Учеб.пособ. для вузов / П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкин, Н.Н. Лысенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев; Под общ. ред.П.А. Горбатова. – Донецк, 2006. – 669с.
4. А.К. Семенченко, Д.Э. Макаренко, Ю.М. Кирилюк. Математическая модель перемещения конвейера и секции механизированной крепи очистного комплекса. УКД 622.232/ Научные работы ДонНТУ-2010.
5. Обоснование параметров системы перемещения конвейера и секции крепи комплекса МДМ / Д.Е.Макаренко. квалиф. магистр. раб., ДонНТУ – 2010.

А.К. Семенченко, д-р техн. наук, проф., **Е.Ю. Степаненко**,
аспирант, **Р.В. Курпяков**, магистрант
Донецкий национальный технический университет

ЗАТРАТЫ ВРЕМЕНИ НА УСТАНОВКУ АРОЧНОЙ КРЕПИ И ВЫПОЛНЕНИЕ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ОПЕРАЦИЙ НА МЕТР ПРОХОДКИ ВЫРАБОТКИ ПРОХОДЧЕСКИМ КОМБАЙНОМ

Определены основные технологические операции и затраты времени на их выполнение при проведении 1 метра выработки проходческим комбайном КСП-32

Study identifies the key process steps and the time spent on their performance during the 1 meter penetration tunneling machine КСП-32

Проблема и ее связь с научными и техническими задачами.

Развитие угледобычи характеризуется все возрастающей интенсификацией нагрузки на очистной забой. Для реализации такой добычи важным является обеспечение необходимого фронта работ, то есть своевременная подготовка очистных забоев. Необходимость решения этой проблемы делает актуальными дальнейшие разработки в области повышения технического уровня проходческих комбайнов.

Анализ исследований и публикаций.

Вопросу повышения технического уровня очистных и проходческих комбайнов посвящено множество публикаций [1, 2], анализ которых позволил установить возможные направления его решения:

1) повышение производительности машин на основе увеличения мощности их привода;

2) увеличение времени работы комбайна на основе совмещения выполнения основных технологических операций и сокращения времени на вспомогательные операции.

Основным достоинством второго направления является возможность повышение производительности машин при неизменных параметрах их энерговооруженности.

Постановка задачи.

Цель данной работы – оценить затраты времени на установку арочной крепи и выполнение вспомогательных операций на метр

проходки выработки проходческим комбайном при его работе в реальных условиях.

Изложение материала и результаты.

Для получения данных о действительных значениях затрат времени на выполнение основных технологических операций комбайном, с целью определения направлений повышения эффективности были использованы результаты хронометража работы комбайна КСП-32 [3]. Хронометраж его работы был проведен в условиях шахты № 22 Коммунарская "Шахтоуправление Донбасс" на участке подготовительных работ УПР-7 при проведении 11 восточного конвейерного штрека пласта К₃. Угольный пласт К₃ сложного строения состоит из трех угольных пачек, разделенных двумя прослойками сланца глинистого. Уголь нижней пачки загрязнен глинистым материалом. На контакте с пластом залегает глинистый сланец слоистый, мощностью 0,5-1,2 м, неустойчивый, категория Б₂, прочностью 3.

Глубина залегания выработки – 688 м. Угол наклона выработки – 0 град. Сечение забоя: начерно – 19,7 м², в свету – 17,1 м². Направление проведения выработки – горизонтальное. Разрушение забоя горной выработки осуществляют заходками. Обработку контура выработки производят в последнюю очередь. Шаг постоянного крепления – 0,5 м. Шахта относится к сверхкатегорийной по газу. Проведение 11 восточного конвейерного штрека проводится по пласту К₃ с верхним и нижним подрываниями. При проведении выработки на всем протяжении возможны обвалы пород кровли на высоту до 1,5 м. Непосредственная кровля представлена сланцем песчаным, Б₄, прочностью 6,1-7,5, слоистым, трещиноватым, трещины разнонаправлены.

В почве пласта залегает сланец песчаный мощностью 1,1–2,6 м, в начале пласта (0,4-0,8 м) комковатой структуры, прочностью 5,1–6,0 категории П₂; ниже прочность сланца песчаного 6,1–7,5, категории П₃. Основной грунт представлен песчаником категории П₃, прочностью 9,1- 10,8 и мощностью больше 15 м.

По данным хронометража работы проходческого комбайна КСП-32 были установлены основные технологические операции и затраты времени на их выполнение для пяти циклов, а также средние их значения для одного цикла, которые приведены в табл. 1.

Таблица 1. Основные технологические операции и затраты времени на их выполнение при проведении 1 метра выработки (по данным

хронометража работы комбайн типа КСП-32 в условиях шахты № 22 Коммунарская "Шахтоуправление Донбасс")

Основные технологические операции	Затраты времени на выполнение основных технологических операций, мин/м					Средние затраты времени на выполнение технологических операций, мин/м.
	Цикл хронометража					
	1	2	3	4	5	
Обработка забоя	134	116	123	147	125	129
Установка крепи	65	59	65	59	65	63
Вспомогательные операции	46	45	39	45,5	48,5	45

На основе статистической обработки приведенных данных были установлены средние затраты времени на выполнение технологических операций (с доверительной вероятностью 0,95) :

- среднее значение времени на обработку забоя 129 ± 22 мин/м,
- среднее время на установку крепи 63 ± 6 мин/м,
- среднее время на вспомогательных операции 45 ± 6 мин/м.

Из анализа приведенных данных следует, что операции, связанные с возведением и установкой арочного крепи (установление рабочего полка, доставка элементов крепления, монтаж арки, оформление и забутовка пустот за постоянным креплением, демонтаж рабочего полка) занимают 63 минуты, что составляет 27% от общих затрат полного цикла проходки забоя.

Затраты на вспомогательные операции (погрузка отделенной горной массы, дробление крупной породы, выполнение маневра и подготовка комбайна к зарубке) требуют около 45 минут, что составляет 19% от общих затрат полного цикла проходки забоя.

Результаты анализа хронометража также свидетельствуют, что основными направлениями усовершенствования проходческого комбайну являются механизация процесса установки крепи, а также сокращение затрат времени на выполнение обработки забоя и вспомогательных операций.

Обеспечение высоких темпов проходки нуждается в усовершенствовании не только конструкции рабочего органа, но и усовершен-

ствование системы его управления. Оснащение рабочего органа интеллектуальной системой управления [3] позволит повысить качество обработки поверхности выработки, уменьшить величину перебора и сократить затраты времени на выполнение вспомогательных операций за счет увеличения скорости реализации сложных и точных движений рабочего органа, которые при ручном режиме управления вообще не могут быть реализованы.

Выводы и направление дальнейших исследований.

В условиях шахты № 22 Коммунарская "Шахтоуправление Донбасс" при проведении комбайном КСП-32 11 восточного конвейерного штрека пласта К₃ (сечение забоя: начерно – 19,7 м², в свету – 17,1 м²) установлено, что с доверительной вероятностью 0,95 средние затраты времени на выполнение основных технологических операций, которые определяют затраты времени на проведение 1 метра выработки, составляют:

- на обработку забоя 129 ± 22 мин/м;
- на установку крепи 63 ± 6 мин/м;
- на выполнение вспомогательных операций 45 ± 6 мин/м.

Направлением дальнейших исследований является исследование влияния затрат времени на установку крепи и выполнение вспомогательных операций на темпы проходки и обоснование критериев для выбора схемы обработки забоя и параметров рабочего органа проходческого комбайна для интенсивной проходки горных выработок.

Список источников.

1. К вопросу повышения технического уровня высокопроизводительных комплексов / Семенченко А. К., Шабаев О. Е., Семенченко Д. А., Степаненко Е. Ю., Мотин Н. Н. // Наукові праці Донецького національного технічного університету, випуск 14 (127), Серія: гірничо-електромеханічна, Донецьк, 2007.
2. Перспективы развития проходческих комбайнов / Семенченко А. К., Шабаев О. Е., Семенченко Д. А., Хиценко Н. В. (Донецкий национальный технический университет) // Каталог-справочник «Горная техника – 2006».
3. Бутильський Є.В. Обґрунтування параметрів прохідницького комбайну для підвищення темпів проходки: Магістерська робота - Донецьк. - 2009. - 83 с.
4. Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Хиценко Н.В., Степаненко Е.Ю. Адаптивная оптимизация рабочих процессов проходческого комбайна как мехатронного объекта // Горное оборудование и электромеханика. №7. С. 16 – 21.
5. Адаптивная оптимизация рабочих процессов проходческого комбайна как мехатронного объекта / О.Е. Шабаев, А.К. Семенченко, Н.В. Хиценко, Е.Ю. Степаненко // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – №7 – С. 16 – 21.

А.К. Семенченко, д-р техн. наук, проф., **Е.Ю. Степаненко**,
аспирант, **Р.В. Курпяков**, магистрант,
Донецкий национальный технический университет

ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ ЛАВЫ, ДЛИНЫ СТОЛБА ВЫЕМКИ И СХЕМЫ ЕЕ ОТРАБОТКИ НА НЕОБХОДИМЫЕ ТЕМПЫ ПРОХОДКИ ПРИ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОЙ ВЫЕМКЕ ТОНКИХ ПЛАСТОВ

Установлено влияние длины лавы, длины столба выемки и схемы ее отработки на необходимые темпы проходки

Research has shown the effect of the wall's length, the length of the column extraction and scheme of working out at the necessary rate of penetration

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. Современная тенденция повышения эффективности угледобычи обеспечивается увеличением суточной нагрузки на очистной забой до 10000т и более. Эффективная реализация такой добычи возможна при своевременной подготовке и вводе в эксплуатацию очистных забоев на основе создания проходческой техники, обеспечивающей необходимые темпы проходки. Поэтому обоснование необходимых темпов проходки для интенсивной добычи и установление факторов, оказывающих существенное влияние на эти темпы, является актуальной задачей.

Анализ исследований и публикаций.

Вопросу обоснования требований к проходческим комбайнам с целью обеспечения интенсификации угледобычи посвящено множество публикаций [1,2,3,4,5]. Однако следует отметить, что в основном они относятся к интенсификации добычи из пластов средней мощности и выше. Поэтому обоснование необходимых темпов проходки для интенсификации добычи на тонких пластах и выявление факторов, оказывающих существенное влияние на эти темпы, нуждается в дальнейшем развитии.

Постановка задачи. Цель работы - установление влияние длины столба выемки, длины лавы и схемы ее отработки на необходимые темпы проходки при интенсивной выемке тонких пластов.

Изложение материала и результаты. Для обеспечения непрерывности добычи с заданным уровнем необходимо, чтобы к моменту окончания работы лавы была подготовленная новая. Исходя из этого, необходимый темп проходки подготовительных выработок для обеспечения заданной суточной добычи из очистного забоя определится по зависимости:

$$V \geq \frac{Q_c \cdot (L_c + L_l)}{\gamma m L_l L_c - T_m \cdot Q_c}, \text{ м/сут} \quad (1)$$

где L_c - длина обрабатываемого столба лавы, м; γ - плотность угля в целике, т/м³; m - мощность пласта, м; L_l - длина лавы, м; Q_c - суточная добыча лавы, т/сутки, T_m - суммарное время монтажа оборудования при подготовке лавы (монтаж-демонтаж проходческого комбайна и монтаж очистного комплекса).

Зависимости необходимых темпов проходки подготовительных выработок лавы при выемке пласта мощностью $m = 1$ м и $\gamma = 1.4$ т/м³ от ее суточной производительности (для различных схем ее отработки при разных значениях длины лавы, длины столба и времени монтажа оборудования) приведены на рис. 1-4.

Анализ зависимостей показал, что факторами, определяющими необходимые темпы проходки при интенсивной добыче из тонких пластов, являются: схема отработки лавы и её длина, длина столба и длительность монтажа оборудования. Наименьшие требуемые темпы проходки при прямом ходе отработки лавы. При отработке лавы обратным ходом необходимые темпы проходки существенно увеличиваются с увеличением затрат времени на монтаж оборудования. Увеличение длины столба и длины лавы приводит к существенному снижению темпов проходки лавы. Для длины столба 2000 м и продолжительности монтажных работ 20 дней темпы проходки при суточной добычи с лавы около 12 тыс. т составляют соответственно 20 м / сутки при $m = 1$ м и $L_l = 250$ м и 40 м / сутки при $m = 1,5$ м и $L_l = 200$ м, что при 25 рабочих днях обеспечивает прохождение 500 и 1000 м/мес. Эти значения существенным образом больше фактических показателей комбайновой проходки на многих шахтах Украины и стран СНГ.

Таким образом, для обеспечения интенсификации очистных работ темпы проходки должны быть увеличены до 20 - 40 м/сутки

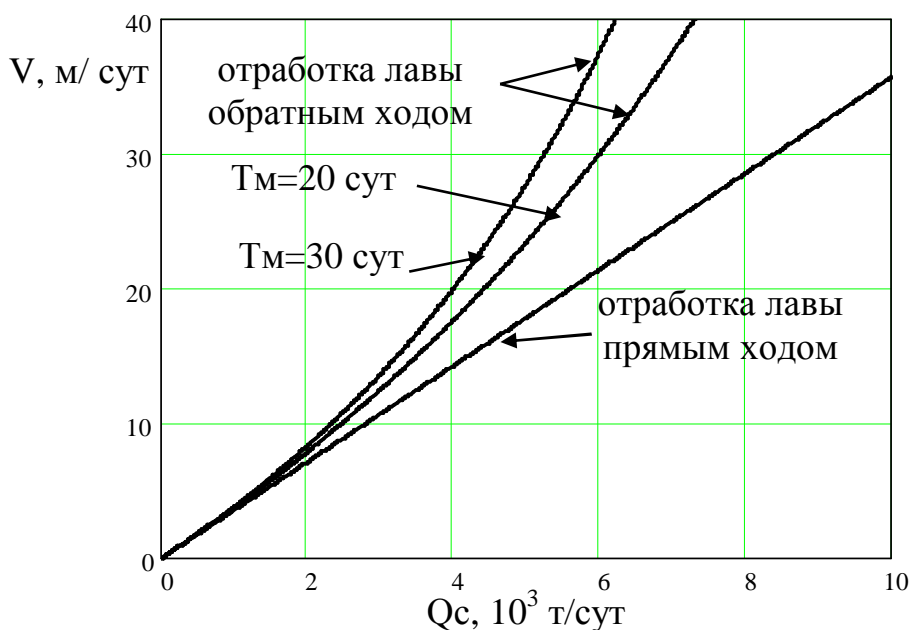


Рисунок 1. Зависимость необходимых темпов проходки V от суточной производительности лавы Q_c для различных схем ее отработки и времени монтажа T_m при $L_l = 200$ м и $L_c = 1500$ м

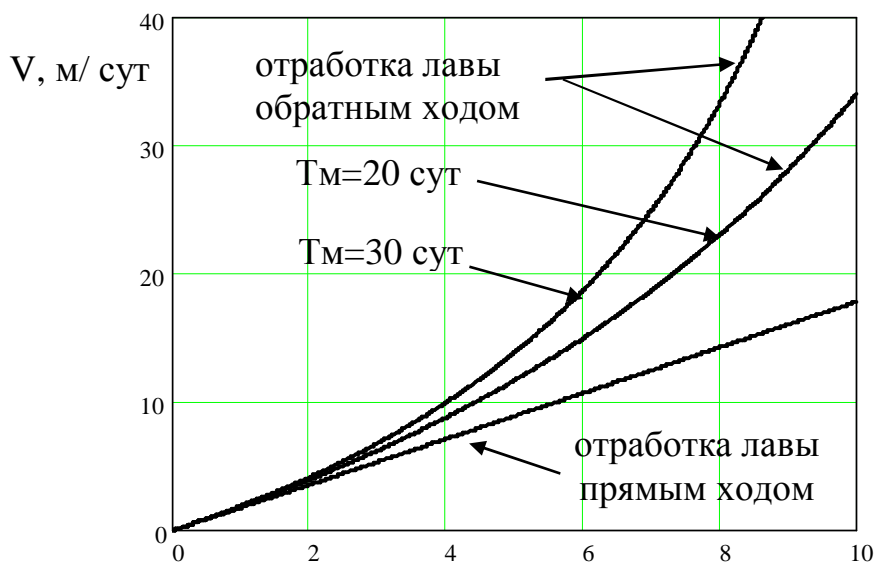


Рисунок 2. Зависимость необходимых темпов проходки V от суточной производительности лавы Q_c для различных схем ее отработки и времени монтажа T_m при $L_l = 400$ м и $L_c = 1500$ м;

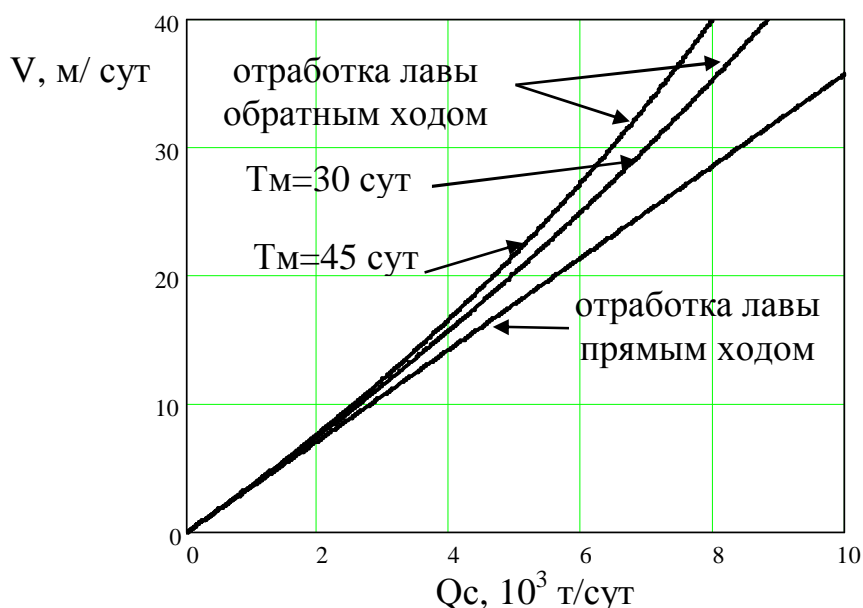


Рисунок 3. Зависимость необходимых темпов проходки V от суточной производительности лавы Q_c для различных схем ее отработки и времени монтажа T_m при $L_l = 200\text{м}$ и $L_c = 3000\text{м}$

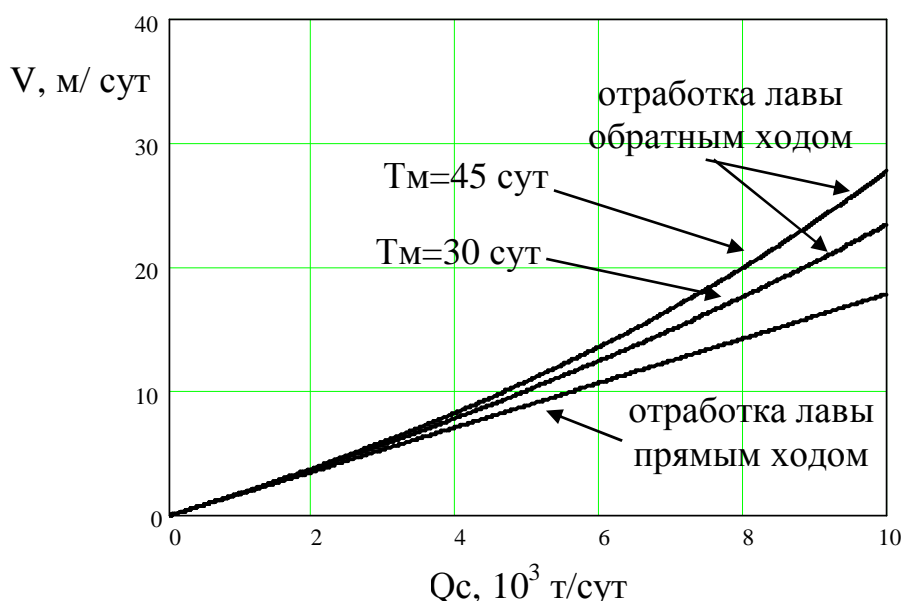


Рисунок 4. Зависимость необходимых темпов проходки V от суточной производительности лавы Q_c для различных схем ее отработки и времени монтажа T_m при $L_l = 400\text{м}$ и $L_c = 3000\text{м}$

На рисунке 5 приведены зависимости срока службы штрека T_b от суточной производительности лавы Q_c для различных значений ее длины L_l , длины вынимаемого столба L_c , и затрат времени T_m на монтаж оборудования лавы длиной 200м. Анализ приведенных зависимостей показывает, что увеличение длины лавы и столба существенно увеличивает необходимый срок ее службы.

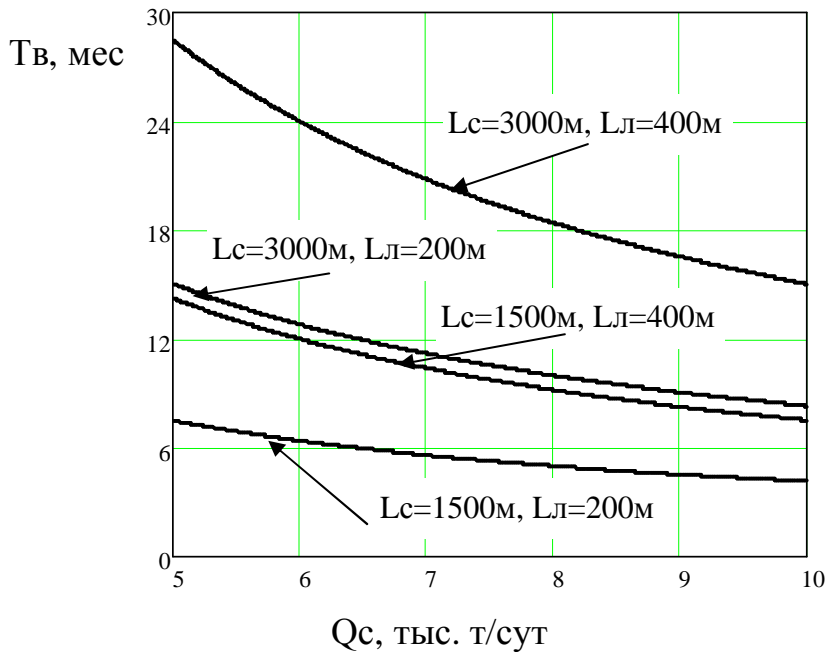


Рисунок 5. - Зависимость срока службы штрека T_v от суточной производительности лавы Q_c для различных значений длины вынимаемого столба L_c и длины лавы L_l

Выводы и направление дальнейших исследований. Факторами, определяющими необходимые темпы проходки при интенсивной добыче из тонких пластов, являются: схема отработки лавы и её длина, длина столба и длительность монтажа оборудования. Наименьшие темпы проходки необходимы при прямом ходе отработки лавы. Увеличение длины столба и длины лавы приводит к существенному снижению требуемых темпов проходки подготовительных выработок лавы и одновременно к повышению их ресурса и эксплуатационных затрат на поддержание.

Список литературы

1. К вопросу повышения технического уровня высокопроизводительных комплексов / Семенченко А. К., Шабаев О. Е., Семенченко Д. А., Степаненко Е. Ю., Мотин Н. Н. // Наукові праці Донецького національного технічного університету, випуск 14 (127), Серія: гірничо-електромеханічна, Донецьк, 2007.
2. Перспективы развития проходческих комбайнов / Семенченко А. К., Шабаев О. Е., Семенченко Д. А., Хиценко Н. В. (Донецкий национальный технический университет) // Каталог-справочник «Горная техника – 2006».
3. Шабаев О.Е. Обоснование значений макроуровневых параметров проходческого комбайна / О.Е. Шабаев, А.К. Семенченко, А.И. Хиценко // Уголь Украины. –2011. – № 5. – с. 49-52.
4. Горбатов П.А., Косарев В.В., Лысенко Н.М. Выемочные комбайны нового поколения как энергосистемы мехатронного класса. – Донецк: ДонНТУ, 2010 – 176 с.
5. Стадник Н.И. Мехатроника в угольном машиностроении / Н.И. Стадник, А.В. Сергеев, В.П. Кондрахин // Горное оборудование и электромеханика. №7. С. 16 – 21.

А.К. Семенченко, д-р техн. наук, проф., **Е.Ю. Степаненко**,
аспирант, **Р.В. Курпяков**, магистрант,
Донецкий национальный технический университет

ВЛИЯНИЕ ЗАТРАТ ВРЕМЕНИ НА ОБРАБОТКУ ЗАБОЯ, УСТАНОВКУ КРЕПИ И ВЫПОЛНЕНИЕ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ОПЕРАЦИЙ НА ТЕМПЫ ПРОХОДКИ ВЫРАБОТКИ ПРОХОДЧЕСКИМ КОМБАЙНОМ

Установлено влияние затрат времени на установку крепи и выполнение вспомогательных операций на темпы проходки проходческого комбайна

Research has shown the effect of time needed to install roof support and execution of support operations at the rate of tunneling machine penetration

Проблема и ее связь с научными и техническими задачами.

Современное развитие угледобычи характеризуется все возрастающей интенсификацией нагрузки на очистной забой. Единственным стратегическим энергоносителем Украины является каменный уголь, более 80% промышленных запасов которого сосредоточено в пластах мощностью до 1,2 м. Поэтому разработка технологий и создание современной горнодобывающей техники для интенсивной выемки пластов малой мощности на сегодня является актуальными для Украины. Для реализации такой добычи важным является обеспечение необходимого фронта работ, то есть своевременная подготовка очистных забоев. Необходимость решения этой задачи делает актуальными дальнейшие разработки в области повышения технического уровня проходческих комбайнов.

Анализ исследований и публикаций. Вопросу повышения технического уровня проходческих комбайнов посвящено множество работ [1, 2 и др.], анализ которых показывает, что наиболее эффективное решение этой проблемы может быть обеспечено на основе увеличения времени работы комбайна по обработке забоя, совмещения выполнения основных технологических операций и сокращения времени на вспомогательные. Основное преимущество этого направления - возможность повышения темпов проходки подготовительных выработок при неизменных параметрах энерговооруженности исполнительных органов проходческих комбайнов.

Постановка задачи. Цель данной работы – установить влияние затрат времени на установку крепи и выполнение вспомогательных

операций на темпы проходки и обоснование критерия оптимизации параметров рабочего органа проходческого комбайна для интенсивной проходки горных выработок.

Изложение материала и результаты. Согласно [3], технологическими операциями, выполнение которых определяет затраты времени на проведение 1 метра выработки, являются: обработка забоя, установка крепи и выполнение вспомогательных операций. Исходя из этого, суточные темпы проходки подготовительных выработок проходческим комбайном могут быть определены по формуле:

$$V_k = \frac{24 - T_n}{\frac{S}{60 \cdot Q_k} + T_{кр} + T_v}, \text{ м/сут.} \quad (1)$$

где T_n – затраты времени в течение суток на техобслуживание, замену резцов и подготовку комбайна к работе, час; S – сечение выработки, м^2 ; Q_k – теоретическая производительность комбайна, $\text{м}^3/\text{мин}$; $T_{кр}$ – затраты времени на установку крепи (установка рабочего полка, доставка элементов крепления, монтаж арки, оформление и забутовка пустот за постоянным креплением, демонтаж рабочего полка) на погонный метр выработки, час; T_v – затраты времени на выполнение вспомогательных операций (погрузка отделенной горной массы, дробление крупной породы, выполнение маневра и подготовка комбайна к зарубке) на погонный метр выработки, час.

Зависимости суточных темпов проходки комбайна от его теоретической производительности для различных значений затрат времени на крепление и выполнение вспомогательных операций приведены на рис.1 .

Из анализа приведенных зависимостей следует, что при увеличении теоретической производительности комбайна суточные темпы его проходки увеличиваются, при этом интенсивность их увеличения с ростом затрат времени на установку крепи и выполнение вспомогательных операций существенно падает независимо от сечения проходимой выработки. Поэтому направление повышения темпов проходки существующих проходческих комбайнов за счет увеличения их теоретической производительности не является эффективным.

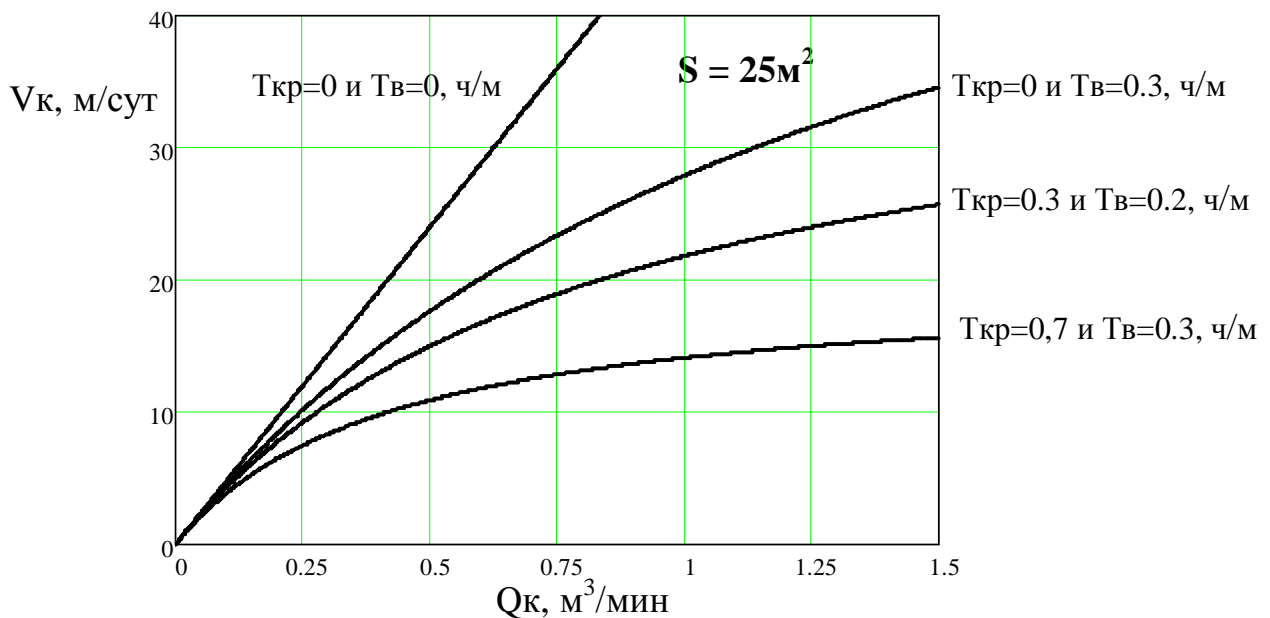
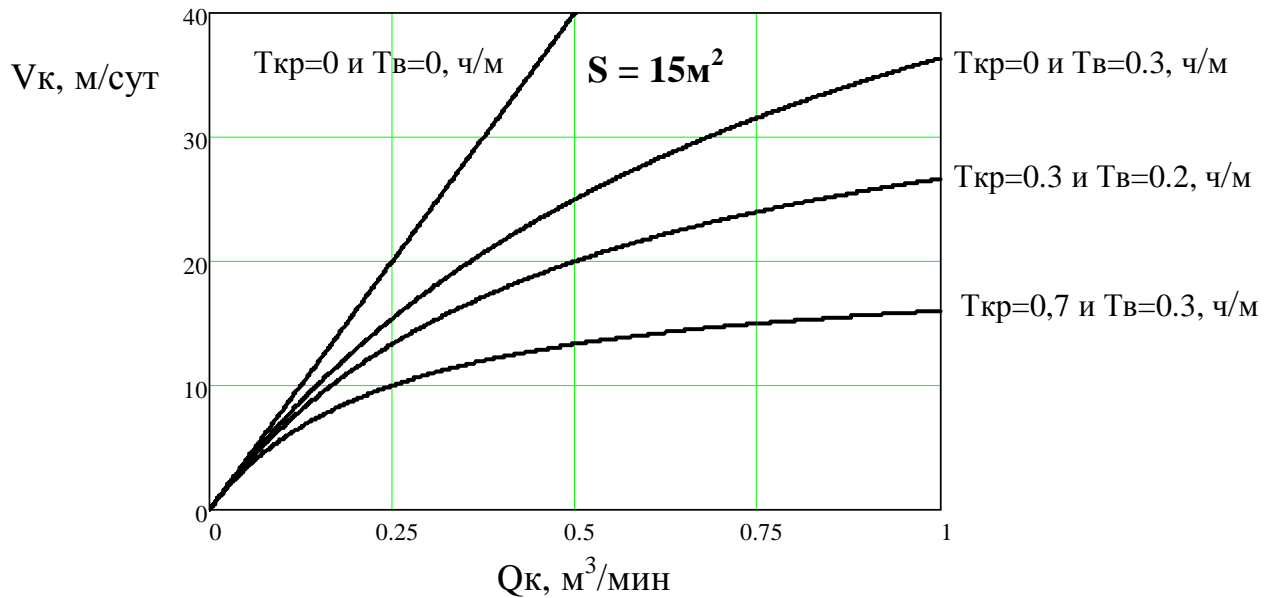


Рисунок 1. - Зависимость суточных темпов проходки комбайна V_k от его теоретической производительности Q_k для различных значений затрат времени на крепление и вспомогательные операции

Для интенсификации проходки подготовительных выработок необходимо создание комбайнов, конструкция рабочего органа которых обеспечивает снижение затрат времени на установку крепи и механизацию процесса крепления. Обеспечение высоких темпов проходки требует усовершенствования не только конструкции рабочего органа, но и системы его управления. Оснащение рабочего органа ин-

теллектуальной системой управления [4] позволит сократить затраты времени на выполнение вспомогательных операций за счет увеличения скорости реализации сложных и точных его движений, которые при ручном режиме управления вообще не могут быть реализованы.

Выводы и направление дальнейших исследований.

Для интенсификации проходки подготовительных выработок проходческими комбайнами необходимо усовершенствование как конструкции их рабочего органа, так и системы его управления.

Основным критерием при создании рабочего органа проходческого комбайна для интенсивной проходки является разработка его конструкции, которая позволяет максимально совместить с обработкой забоя и механизировать процесс установки крепи, а также уменьшить затраты времени на выполнение вспомогательных операций при проведении подготовительных выработок

Направлением дальнейших исследований является обоснование схемы обработки забоя и параметров рабочего органа проходческого комбайна для интенсивной проходки подготовительных выработок при выемке пластов малой мощности с учетом выше названного критерия.

Список источников.

1. Перспективы развития проходческих комбайнов / Семенченко А. К., Шабает О. Е., Семенченко Д. А., Хиценко Н. В. (Донецкий национальный технический университет) // Каталог-справочник «Горная техника – 2006».
2. Бутильський Є.В. Обґрунтування параметрів прохідницького комбайну для підвищення темпів проходки: Магістерська робота - Донецьк. - 2009. - 83 с.
3. Затраты времени на установку арочной крепи и выполнение вспомогательных операций на метр проходки выработки проходческим комбайном / А.К.Семенченко, Р.Н. Курпьяков // Механика жидкости и газа. Материалы X Международной научно-технической студенческой конференции.-Донецк: ДонНТУ,.- 2011.
4. Адаптивна оптимізація робочих процесів проходческого комбайна як мехатронного об'єкта / О.Е. Шабает, А.К. Семенченко, Н.В. Хиценко, Е.Ю. Степаненко // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – №7 – С. 16 – 21.

Е.В. Сименко, канд. техн. наук, доц.,
И.А. Грибиниченко, студент, Красноармейский
индустриальный институт Донецкого национального
технического университета

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ПОДПИТОЧНОМ НАСОСЕ МАСЛОСТАНЦИИ СНТ32

Разработана 3D модель двухсекционного насоса маслостанции СНТ32 с помощью пакета прикладных программ SolidWorks. С помощью приложения FloXpress определены траектории движения потоков жидкости в рабочих колесах и направляющих аппаратах насоса.

Гидропривод активно используется на шахтах в механизмах перемещения механизированных комплексов, поскольку он взрывобезопасный и имеет меньшую себестоимость по сравнению с пневмоприводом. Движение жидкости в гидромашинах довольно трудно рассчитать без применения систем автоматизированного проектирования. Вместе с этим нерациональная траектория движения рабочей жидкости гидромашин снижает её КПД что в свою очередь ведёт к излишним затратам электроэнергии.

В последнее время наблюдается тенденция удорожания электроэнергии. Угольные компании являются энергоёмкими предприятиями остро стоит вопрос о снижении энергозатрат и энергосбережения. Одной из важнейших задач менеджмента горнодобывающего предприятия является создание мероприятий по оптимизации энергозатрат, так как это напрямую влияет на себестоимость готовой продукции что в свою очередь даёт возможность конкурировать на рынке энергоресурсов. Одним из таких мероприятий является своевременная модернизация оборудования и применение новых технологий.

Повышенное сопротивление проточных каналов гидромашин увеличивает расход электроэнергии, снижает производительность машин, снижает срок их службы и, в конечном счете, увеличивает себестоимость продукции.

Исходя из сказанного выше задача анализ потока рабочей жидкости в подпиточном насосе является актуальной и несёт практическую пользу для горнодобывающего предприятия.

Поэтому выбор рациональных геометрических параметров проточных частей насосов является актуальной технической задачей.

С момента поступления насосной станции СНТ32 в производство её конструкция не претерпела изменений или модернизации. В тоже время за период существования насосной станции СНТ32 появилось и усовершенствовалось немало новых технологий производства и конструкционных материалов. Не исключено, что с помощью современных технических достижений можно существенно улучшить данную насосную станцию без существенного повышения затрат на её производство: снизить расход электроэнергии, продлить срок службы её компонентов и узлов, уменьшить габаритные размеры без потери производительности и т.д. В связи с этим появляется необходимость в трехмерной твердотельной модели, которая бы значительно ускорила и упростила процесс модернизации насосной станции СНТ32 (рис.1).

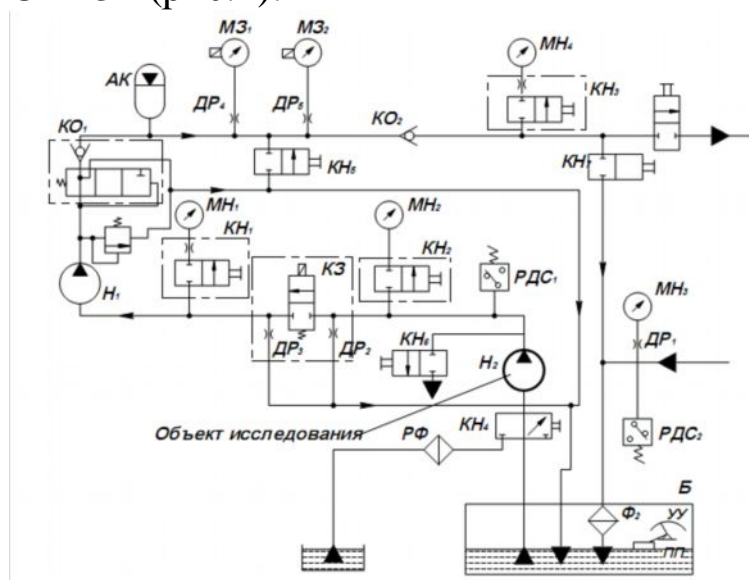


Рисунок 1 – Гидравлическая схема насосной станции СНТ32

Насосная станция СНТ32 серийно изготавливается предприятием ОАО «Новгородский машиностроительный завод». Станция универсальна, может применяться с любыми механизированными комплексами, обеспечена контролирующими устройствами и блокировками для защиты от работы в нештатных условиях. Предназначена для нагнетания рабочей жидкости в

гидросистему очистных агрегатов и механизированных крепей в шахтах любой категории по газу и пыли.

Маслостанция СНТ32 состоит из двух насосных групп: высоконапорной и подпиточной соединённых высоконапорными гибкими рукавами. Высоконапорная насосная установка состоит из асинхронного электродвигателя и трехплунжерного эксцентрикового насоса который создаёт давление 32Мпа с подачей 90л/мин и подаёт рабочую жидкость к потребителям. Подпиточная насосная установка состоит из бака для рабочей жидкости, датчиков, защит, коммутационной аппаратуры, системы фильтрации подпиточного насоса и его электродвигателя. Установка подпиточная предназначена: для созда-

ния давления на входе в насосную установку; для разгрузки насосной установки при достижении номинального давления в напорной сети потребителя; для компенсации утечек в напорной сети при разгруженной насосной установке и демпфирования пульсации давления в гидросистеме; для контроля работы насосной станции и защиты её от перегрузок.

Двухсекционный подпиточный насос (КПД, не менее 0,33) развивает давление 0,45 Мпа с подачей 200 л/мин и используется для нагнетания рабочей жидкости из бака (или тары) в высоконапорный трехплунжерный эксцентриковый насос.

Процесс получения параметров трёхмерных течений состоит из трех этапов:

- создание трехмерной твердотельной модели;
- подготовка модели для расчета в приложениях для расчета трехмерных течений;
- расчёт модели.

Система автоматизированного проектирования SolidWorks даёт возможность создать такую модель и провести все необходимые действия и расчёты.

Создание масштабной трёхмерной модели является первым этапом анализа движения жидкости через подпиточный насос. В программе SolidWorks этот процесс реализован посредством создания двухмерного эскиза с последующей трансформацией его в твёрдое тело. Программа предоставляет ряд элементов которые помогают реализовать замысел проекта. Элементами называют отдельные геометрические формы, в сочетании образующие деталь. Для удобства создания крепежных деталей используется приложение SolidWorks Toolbox, которое включает библиотеку стандартных деталей, полностью интегрированную в программу SolidWorks. Библиотека Toolbox содержит список файлов деталей для поддерживаемых стандартов с размерами компонентов и конфигурации. Использование библиотек Toolbox существенно ускоряет этап создания стандартизированных деталей.

В результате согласно чертежам, прилагаемым к инструкции по эксплуатации маслостанции СНТ32, была создана твердотельная трехмерная (3D) модель (рис.2, рис.3).



Рисунок.2 – Общий вид подпиточного насоса

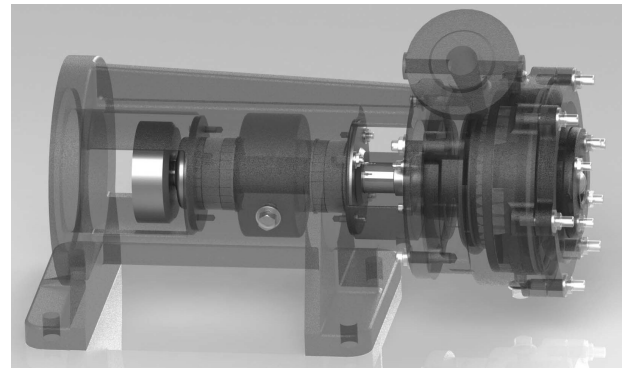


Рисунок 3 – Внутреннее строение подпиточного насоса

Строение подпиточного насоса маслостанции СНТ32 приведено на рисунке 4.

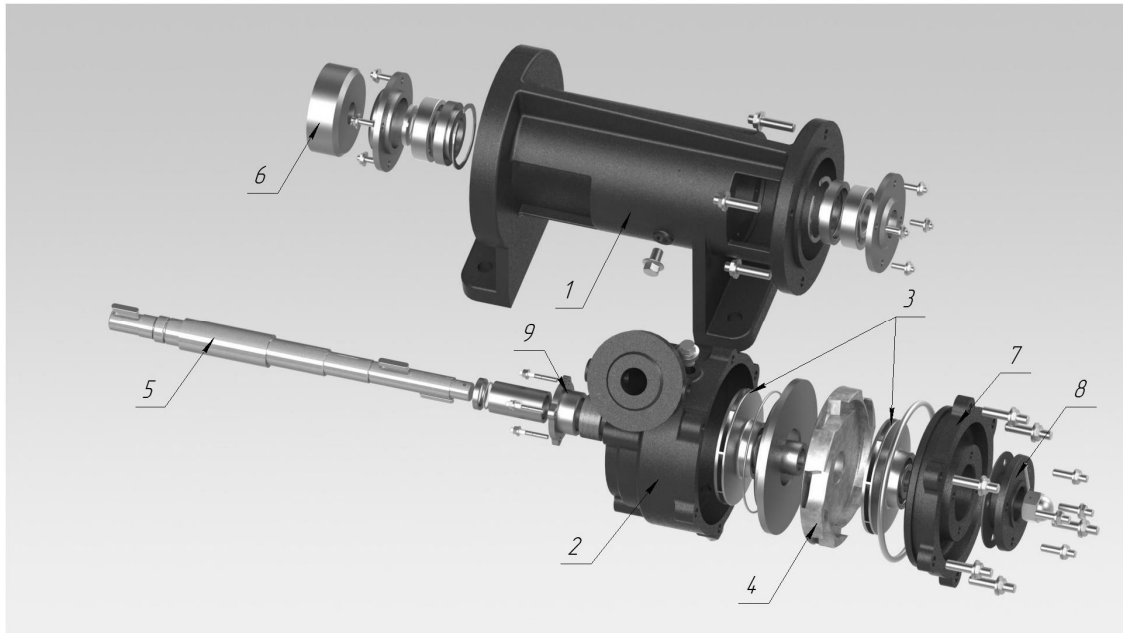


Рисунок 4 – Детали подпиточного насоса.

1 – корпус; 2 – корпус спиральный; 3 – колесо; 4 – аппарат направляющий; 5 – вал; 6 – полумуфта; 7 – крышка; 8 – фланец; 9 – крышка сальника.

Для ускорения процесса расчёта движения жидкости через подпиточный насос целесообразно создать аналитическую модель (рис.5), а именно: выделить детали которые непосредственно влияют на движение рабочей жидкости насоса, убрать полости которые не должны быть заполнены жидкостью, по возможности упростить геометрию модели. Грамотно созданная аналитическая модель ускоряет работу алгоритмов программы анализа за счёт снижения нагрузки на аппаратные ресурсы ЭВМ. Использование аналитической модели также снижает к минимуму вероятность возникновения системных

ошибок, которые могут возникнуть в процессе работы алгоритма программы. Появляется возможность более гибкой настройки параметров потока жидкости, и повышается удобство просмотра конечных результатов.

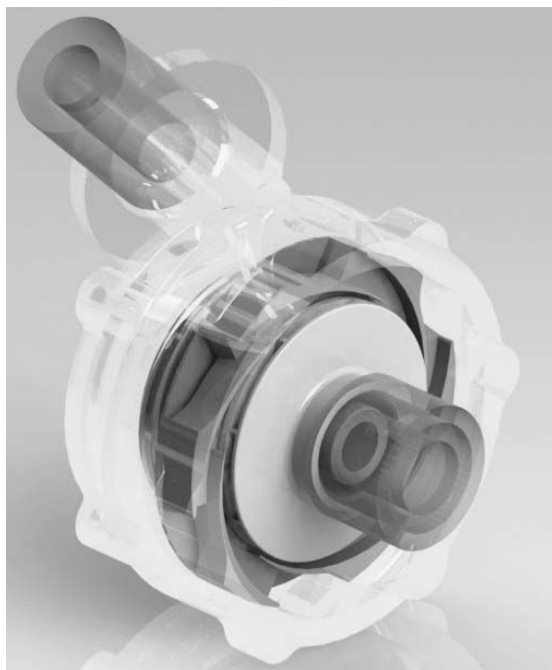


Рисунок 5 – Аналитическая модель подпиточного насоса

Приложение FloXpress программного пакета SolidWorks используется для оценки гидроаэродинамики, с помощью которого определяется траектория прохождения жидкости в деталях или моделях сборки. Расчёт эпюры скоростей позволяет обнаружить проблемные области в проекте и усовершенствовать их перед производством детали.

Модуль FloXpress даёт возможность смоделировать поток жидкости через подпиточный насос для выявления проблемных участков и их последующего устранения.

Результатом расчёта модуля FloXpress (Рис.6) есть графическое отображение движения струи (частиц) рабочей жидкости через подпиточный насос маслостанции СНТ32. По проведённому расчёту можно судить об изменениях скорости потока жидкости на различных участках и зонах турбулентности. На основании полученных данных можно судить о недостатках конструкции и способах её совершенствования.

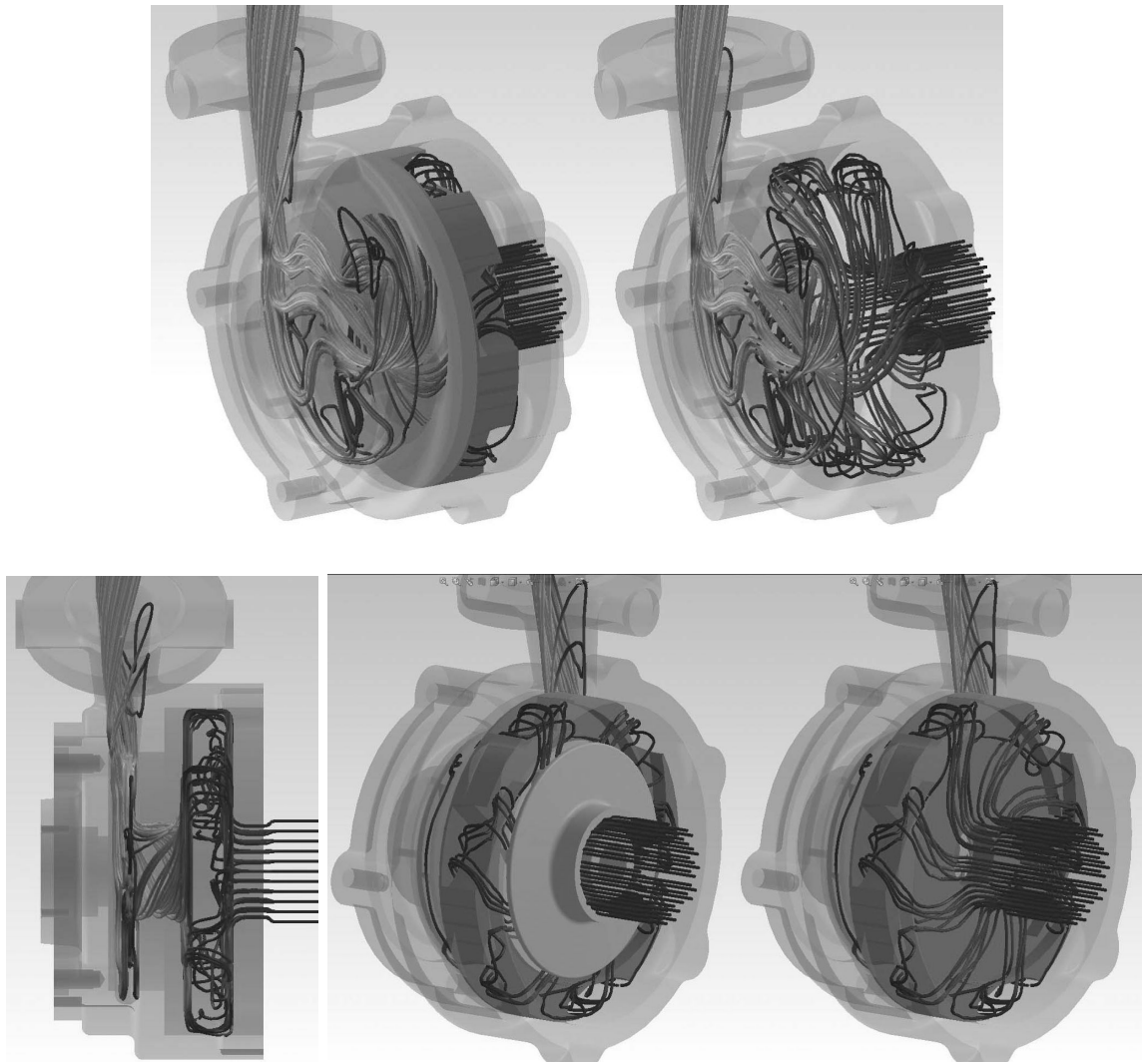


Рисунок 6 – Результат расчёта траектории движения рабочей жидкости

Список источников

1. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: Учебник для вузов / Малеев Г. В.; Гуляев В. Г.; Бойко Н.Г. — М.: Недра, 1989
2. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Авторы: Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.Б., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
3. Наталья Дударева, Сергей Загайо. SolidWorks 2009 на примерах. Санкт-Петербург 2009 - 528с.
4. Яцких В. Г., Спектор Л. А., Кучерявый А. Г. Горные машины и комплексы. Под ред. В. Г. Яцких. - М., Недра, 1984.
5. Алямовский А.А. Инженерные расчёты в SolidWorks Simulation. Москва 2010 – 464с.

В.Н. Ставицкий, канд. техн. наук, доц.,
Е.Ю. Горбунов, студент,
Донецкий национальный технический университет.

РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПУСКОМ АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ШАХТНОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Рассмотрена проблематика пуска ленточного конвейера и предложен способ усовершенствования существующего устройства плавного пуска.

Интенсификация горных работ с помощью высокопроизводительных угледобывающих комплексов, позволяющих осуществить добычу угля по непрерывной поточной системе, способствует эффективному применению конвейерного транспорта. На многих шахтах внедрена сплошная конвейеризация транспорта угля от забоя до околоствольного двора. Высокая эффективность угледобычи в значительной степени зависит от четкости и надежности работы шахтного транспорта, в частности, конвейерного, значение которого становится все более существенным в связи с удаленностью лав от грузовых стволов шахт. Автоматизация конвейерного транспорта предусматривает повышение эффективности процесса доставки путём снижения затрат на обслуживание и ремонты, а также за счёт уменьшения времени простоя и увеличения производительности. Неотъемлемой задачей автоматизации является управление процессом пуска ленточного конвейера.

В существующих устройствах плавного пуска используется фазовое управление подаваемого напряжения, реализуемое тиристорным преобразователем. Но при фазовом регулировании на выходе преобразователя получается напряжение плохого качества, при котором пуск характеризуется наличием переходных процессов, как в электроприводе, так и в механической части конструкции. Переходные процессы сопровождаются резкими изменениями различных параметров состояния во времени, в том числе и усилие в ленте. При этом значение данной переменной могут меняться в значительной степени, выходя за пределы допустимых или даже критических. Перегрузки при пуске конвейера могут привести к опасному снижению запаса прочности привода и ленты. Поэтому, анализируя вышепере-

численное, можно сделать вывод что проблема плавного пуска очень актуальна на сегодняшний день.

Это означает, что существует необходимость в поиске альтернативных средств управления напряжением питания асинхронных двигателей (АД) с короткозамкнутым ротором. Одной из таких альтернатив является замена принципа фазового регулирования – широтно-импульсным регулированием напряжения. В соответствии с этим принципом силовые ключи между источником питания и нагрузкой коммутируются с высокой частотой на протяжении периода напряжения питания. Управляемая величина – длительность включенного состояния силового ключа при постоянном значении несущей частоты. Среднее значение выходного напряжения за период несущей частоты определяется скважностью импульсов управления силовым ключом, а также мгновенными значениями напряжения питания. Реализация этого способа возможно при использовании транзисторов с изолированным затвором (IGBT), которые характеризуются высокими энергетическими и динамическими показателями.

На рисунках 1 и 2 приведены оба принципа регулирования:

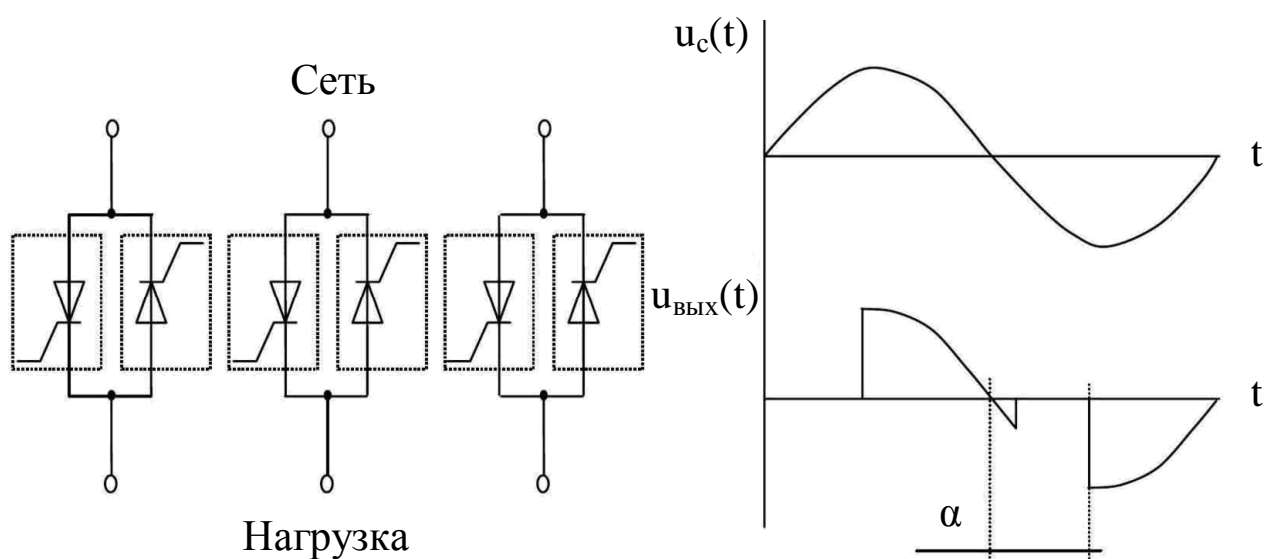


Рисунок 1 – Принцип фазового регулирования переменного напряжения

где: α – угол отпирания тиристора;

T – период коммутации;

t – длительность коммутации.

$u_{\text{ВЫХ}}$ – напряжение на выходе преобразователя

u_c – напряжение сети

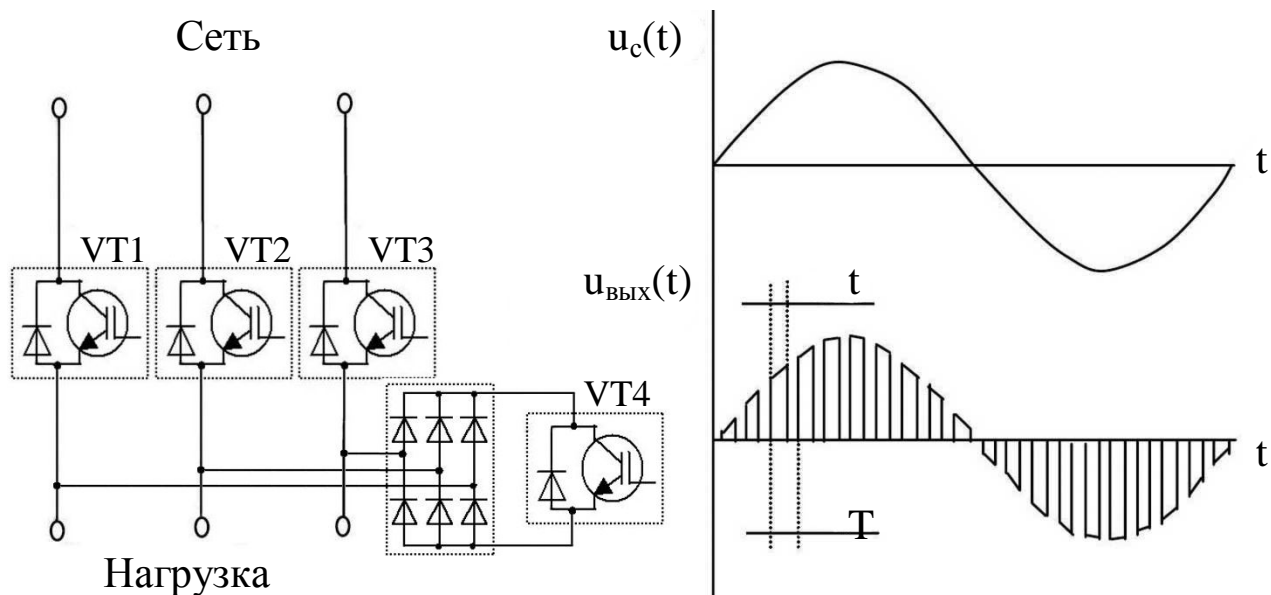


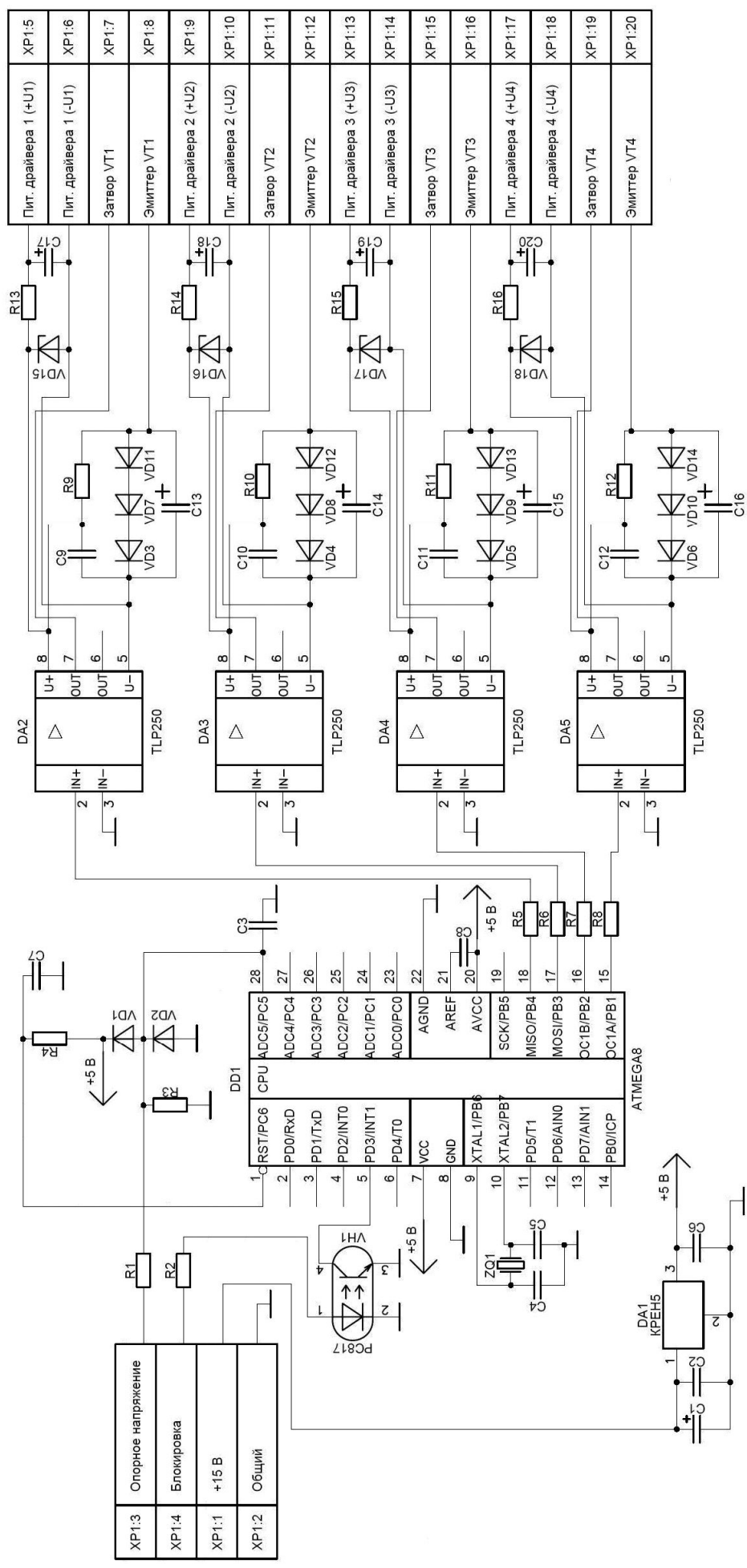
Рисунок 2 – Принцип широтно-импульсного регулирования переменного напряжения

В результате моделирования процессов в АД при фазном регулировании было определено, что потребляемый ток на нагрузке значительно отличается от синусоидального, особенно при малых значениях относительного напряжения. Также оказывается существенное влияние на коэффициент мощности сети. Все это негативно сказывается на энергомеханических показателях и сроках службы привода.

Результаты моделирования процессов в АД при широтно-импульсном регулировании показали, что амплитуды гармоник тока, кроме 1-й, пренебрежимо малы, что обуславливает существенную близость потребляемого тока к синусоиде.

Все это и отсутствие влияния на коэффициент мощности, позволяет сделать вывод, что применение широтно-импульсного регулирования напряжения позволяет: приблизить регулируемый сигнал к синусоидальному, оптимизировать пусковой и тормозной моменты для безударных разгонов и остановок приводимых механизмов, продлить срок использования подшипников, зубьев колес редукторов, ленты и т.д.

Цель достигается за счет замены в силовой схеме тиристоров полупроводниковыми модулями на основе IGBT и диодов, согласно с предложенной схемой (рис. 2) и разработать вместо блока импульсно-фазового управления новый блок управления силовыми ключами, который реализует принцип широтно-импульсного регулирования переменного напряжения (рис. 3). Алгоритм работы программы блока приведен на рисунке 4.



XP1:3	Опорное напряжение
XP1:4	Блокировка
XP1:1	+15 В
XP1:2	Общий

XP1:5	Пит. Драйвера 1 (+U1)
XP1:6	Пит. Драйвера 1 (-U1)
XP1:7	Затвор VT1
XP1:8	Эмиттер VT1
XP1:9	Пит. Драйвера 2 (+U2)
XP1:10	Пит. Драйвера 2 (-U2)
XP1:11	Затвор VT2
XP1:12	Эмиттер VT2
XP1:13	Пит. Драйвера 3 (+U3)
XP1:14	Пит. Драйвера 3 (-U3)
XP1:15	Затвор VT3
XP1:16	Эмиттер VT3
XP1:17	Пит. Драйвера 4 (+U4)
XP1:18	Пит. Драйвера 4 (-U4)
XP1:19	Затвор VT4
XP1:20	Эмиттер VT4

Рисунок 3 – Принципиальная электрическая схема блока управления широтно-импульсным регулятором напряжения

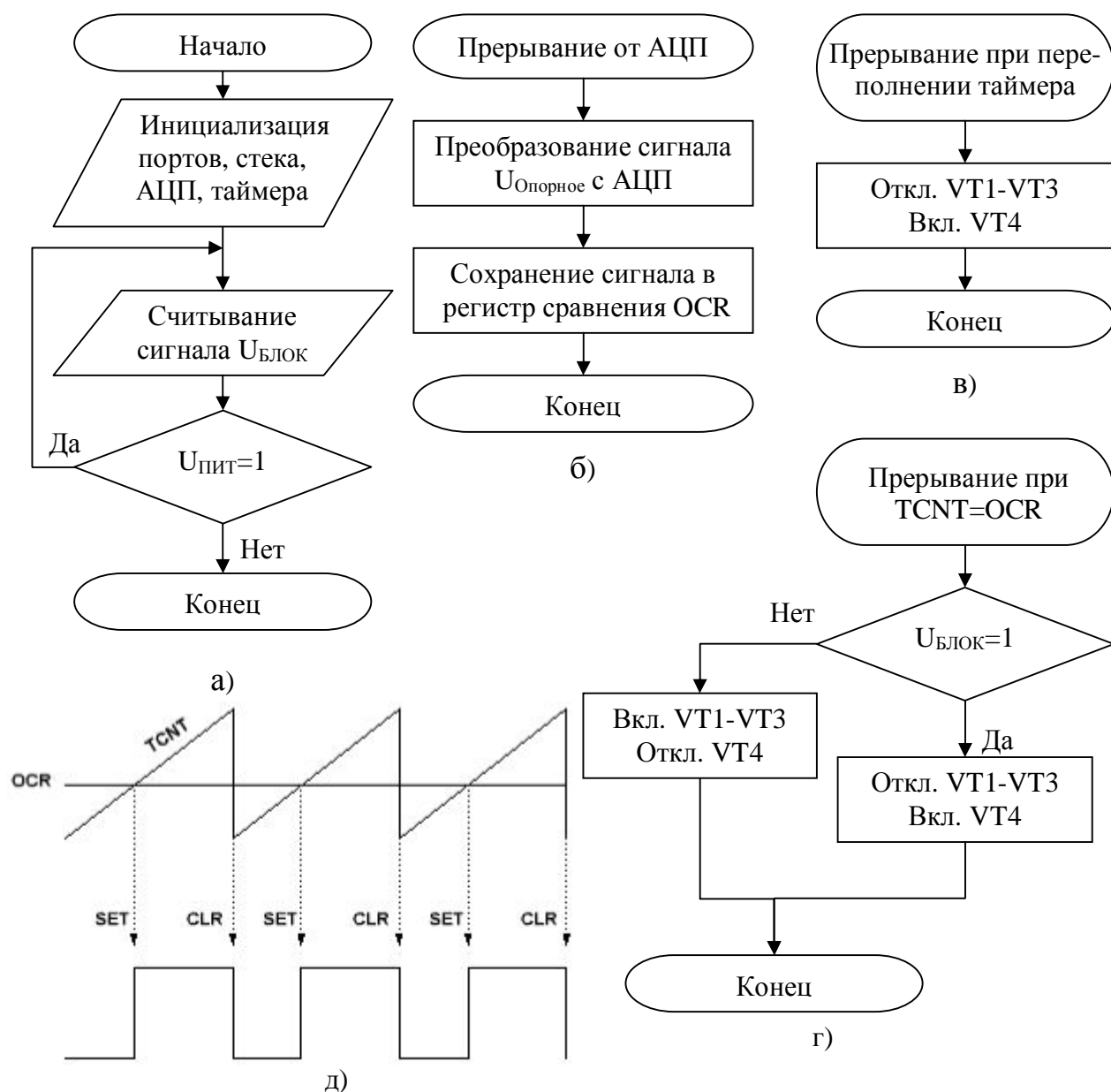


Рисунок 4 – Алгоритм работы основной программы (а), вспомогательных подпрограмм (б, в, г), графическое представление реализации ШИМ средствами встроенного таймера (д)

Внедрение технического решения приведет к улучшению технических характеристик управляемого электропривода ленточного конвейера, а также к повышению надежности конвейера в целом.

Список источников.

1. Ставицкий В.Н., Маренич К.Н. Полупроводниковый преобразователь для автоматизированного электропривода горной машины. // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: обчислювальна техніка та автоматизація. Випуск 58. – Донецьк: ДонНТУ, 2003. – с. 122 – 129.
2. Ставицкий В.Н., Горбунов Е.Ю. Применение широтно-импульсного регулирования переменного напряжения в устройстве плавного пуска (УПП) привода ленточного конвейера. // Материалы IX Международной научно-технической студенческой конференции. – Донецьк: ДонНТУ, 2010. – с. 133 – 136.

Е.А. Триллер, канд. техн. наук, доц., **Э.А. Петелин**, канд. техн. наук, доц., **Д.О. Богатырь**, магистр
Красноармейский индустриальный институт
Донецкого национального технического университета

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ ОТСТОЙНИКОВ В УСЛОВИЯХ ГЛУБОКИХ ШАХТ

Конструкции предварительных отстойников, разработанные 40...60 лет назад, уже не отвечают современным требованиям, как по условиям устойчивости горному давлению, так и по уровню средств механизации их очистки от шлама. В данной работе предлагаются варианты решения поставленных задач.

Шахтная вода несет с собой значительное количество абразивных примесей, которые вызывают чрезмерный износ насосов. Для устранения этого явления нужны устройства для предварительного осветления шахтной воды, после которых не наблюдалось бы абразивного износа в насосных агрегатах. Такими устройствами являются предварительные отстойники, сооружаемые перед входом воды в водосборники. Предложения по сооружению предварительных отстойников и их конструкциям поступили от И.И. Куренкова и М.С. Рабиновича еще в 1950 году [1, 2, 3].

К настоящему времени указанные предложения получили практическое подтверждение и имеют массовое применение в строящихся и реконструируемых шахтах, однако на глубинах более 600 м возникли проблемы, связанные с эксплуатацией отстойников, среди которых следует назвать:

повышенное горное давление, которое деформирует плоские стенки отстойников и выводит их из строя;

при притоках шахтной воды более 150 м³/ч протяженность горизонтальных отстойников становится настолько большой, что применение стационарных гидравлических средств, для их очистки, становится проблематичным.

На многих шахтах предварительное осветление воды начало осуществляться в водосборниках, которые, как и 60 лет тому назад, выполняют одновременно роль емкостей для сбора воды и ее отстаивания. Очистить протяженные водосборники от илистых и абразивных отложений без применения тяжелого ручного неквалифицированного труда практически невозможно. Исходя из этого затраты на

эксплуатацию главных водоотливных установок с увеличением глубины разработок пластов на угольных шахтах возрастают.

Для механизации очистки горизонтальных отстойников в условиях шахт проектные институты начали применять скреперные установки. В частности, длина предварительного отстойника при расчетном притоке воды, равном $300 \text{ м}^3/\text{час}$, составляла 42 м.

Проектами предусматривалось очищать секции предварительных отстойников периодически, один раз в сутки. Приток воды в секцию, которая должна очищаться, прекращался. Вода, оставшаяся в секции, откачивалась насосами, а затем скреперной установкой удалялся шлам.

Однако поступление воды в отстойники происходило неравномерно. Вспомогательные и участковые водоотливные установки шахт обычно откачивали воду в водосборники главного водоотлива в середине или в конце рабочей смены, что увеличивало приток воды до $500\text{-}600 \text{ м}^3/\text{ч}$. В часы максимального притока воды, предварительные отстойники работали двумя секциями, поэтому вывести из работы одну из секций для очистки не представлялось возможным. Очистку секций начали производить без откачивания воды. Вынужденная технология очистки секций отстойника сопровождалась тем, что достаточно большая часть взмученного скрепером твердого осадка выносилась из отстойника потоком воды в водосборники.

В данной работе предлагаются для главных водоотливных установок глубоких угольных шахт применять вертикальные предварительные отстойники цилиндрической формы, которые нашли широкое применение в поверхностных очистительных сооружениях городов и предприятий [4].

Цилиндрическая форма вертикального предварительного отстойника хорошо противостоит горному давлению. Шлам, который поступает вместе с водой в отстойник, концентрируется в одном месте, что упрощает механизацию очистки и позволяет применять стационарные средства механизации (рис. 1).

Предлагается очистку вертикального отстойника производить с помощью гидроэлеваторной установки. В тех случаях, когда необходимо осмотреть приемное устройство гидроэлеватора или внутреннюю поверхность отстойника, вода может полностью откачиваться из отстойника самой установкой. Когда понадобится смыть со стенок отстойника наложения, можно воспользоваться брандспойтом.

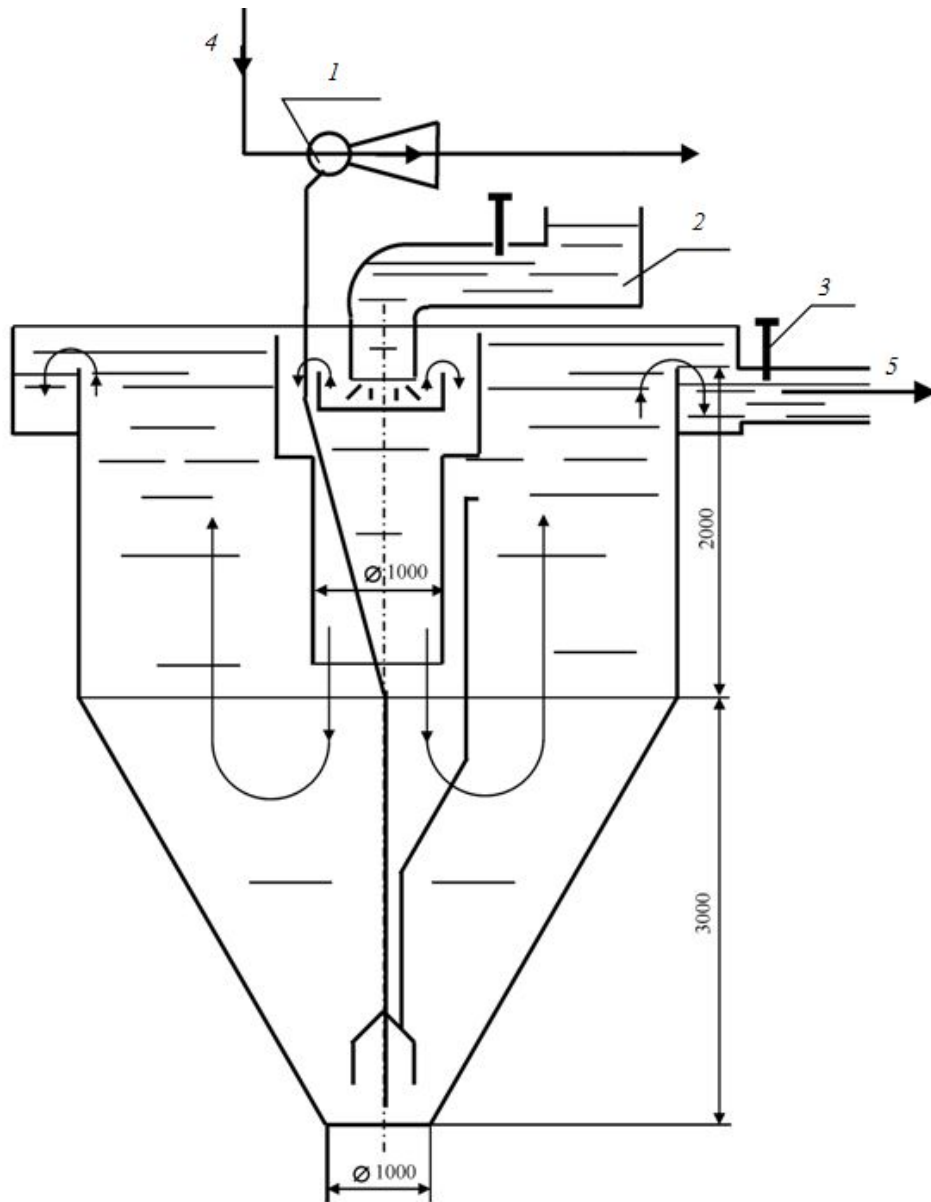


Рисунок 1 – Схема вертикального отстойника цилиндроконической формы диаметром 4,0 м, рассчитанного на приток воды 400 м³/ч
 1 - гидроэлеваторная установка, 2 - лоток исходной воды, 3 - шибер, 4 - рабочая вода, 5 – шибер

Площадь поперечного сечения зоны осаждения вертикального отстойника определим по зависимости [4]:

$$F = \frac{Q_{пр.м}}{3600 \cdot v_o}, \quad (1)$$

где $Q_{пр.м}$ - максимальный часовой приток воды, м³/час;

v_o - расчетная скорость восходящего потока воды, значение которой примем равной значению гидравлической крупности абразивных частиц размером 0,1 - 0,2 мм, $v_o = 9,6 \cdot 10^{-3}$ м/с.

С другой стороны, площадь поперечного сечения зоны осаждения вертикального отстойника можно определить по зависимости:

$$F = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - d_{м.ц}^2), \quad (2)$$

где $D_o; d_{м.ц}$ - диаметр соответственно отстойника и малого цилиндра.

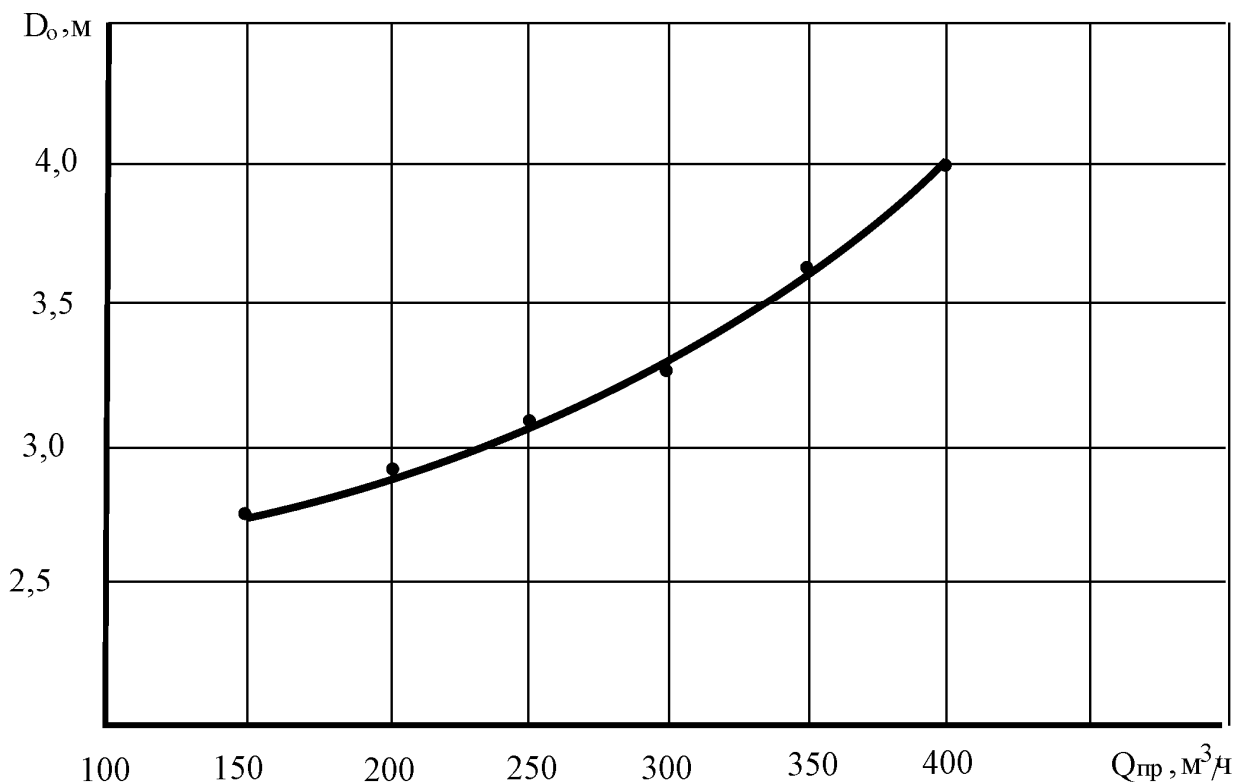


Рисунок 2 Зависимость диаметра предварительного отстойника от притока воды

Решая совместно уравнения (1) и (2) относительно диаметра отстойника, получим

$$D_o = \sqrt{\frac{4Q_{пр.м}}{3600 \cdot \pi \cdot v_o} + d_{м.ц}^2} \quad (3)$$

Пользуясь формулой (3), последовательно задавая произвольно принятыми значениями максимального притока воды, определим диаметр отстойника. По расчетным значениям минимального диаметра отстойника построим графическую зависимость $D_o = f(Q_{пр.м})$ (рис. 2).

Из полученной графической зависимости (рис. 2) следует, что вертикальные цилиндроконические отстойники при одинаковой ширине с горизонтальными отстойниками способны осветлять шахтную воду притоком до $400 \text{ м}^3/\text{ч}$, что в два раза больше, чем у горизонтальных отстойников.

Выводы:

1. В результате выполненного анализа и обоснования апробированных и предлагаемых в условиях глубоких угольных шахт конструкций предварительных отстойников установлено, что горизонтальные отстойники при одинаковых обрабатываемых притоках воды значительно проигрывают в геометрических размерах вертикальным цилиндроконическим отстойникам.

2. Цилиндроконические вертикальные отстойники позволяют применять стационарные гидравлические средства механизации очистки при притоке воды в один отстойник до $400 \text{ м}^3/\text{ч}$, а при параллельной работе в два раза больше.

3. Цилиндроконическая форма вертикального отстойника хорошо противостоит горному давлению, надежность работы такого отстойника значительно выше, чем горизонтального с плоскими стенками.

Список источников.

1. Куренков И.И. Выбор водосборников для шахт Донецкого бассейна. - М.: Углетехиздат, 1950. - 36 с.
2. Куренков И.И. Расчет шахтных осветляющих резервуаров и водосборников. - М.: Углетехиздат, 1951. - 48 с.
3. Рабинович М.С. Подземные отстойники и механизация их очистки. - М.: Центральный институт технической информации, 1955.- 32 с.
4. Кожин В.Ф. Очистка питьевой и технической воды. М.: Стройиздат, 1971. – 304 с.

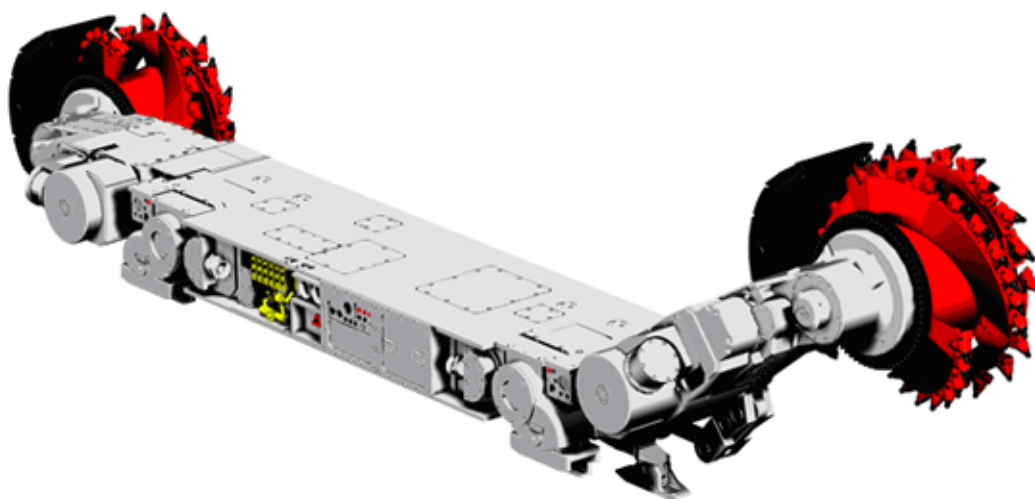
А.Э. Яблуновский, студент, **В.Г. Гуляев**, д-р техн. наук,
проф., Донецкий национальный технический университет

ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА И СРЕДСТВ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПОДСИСТЕМЫ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ КОМБАЙНА КДК 500

Рассмотрены основные вопросы актуальности применения виброзащитного устройства, приведены данные экспериментов ранее спроектированных конструкций.

При работе горного комбайна его силовые системы подвергаются внешним и внутренним воздействиям.

Внешние возмущающие воздействия на входах систем комбайна (исполнительных органах, устройствах для погрузки и транспортировки отбитого угля и породы, опорах комбайна, со стороны питающей сети) носят стохастический характер.



Общий вид очистного комбайна КДК 500

К числу внутренних возмущений в силовых системах следует отнести возмущения от зубчатых соединительных муфт, зубчатых передач, возмущения со стороны электродвигателей, гидравлических машин (насосов, двигателей)

Взаимодействие вышеуказанных силовых динамических систем носит весьма сложный характер и обусловлено внешними и внутренними связями.

Внешние связи проявляются в воздействии на процесс формирования внешних возмущений колебательных процессов во взаимо-

действующих системах машин, а внутренне - обусловлены динамическими свойствами, связанностью этих систем.

Реализация высоких значений устойчивых моментов привода при повышенных параметрах разрушения горного массива исполнительными органами современных комбайнов, оснащённых достаточно надёжными регуляторами нагрузки, как известно, приводит к высокой динамической нагруженности силовых систем машин и, в первую очередь, систем приводов исполнительных органов. В результате снижаются надёжность и долговечность комбайнов, а, следовательно, и их производительность.

Рассмотрим некоторые аспекты формирования динамических нагрузок в системах приводов на примере широко распространённых угледобывающих комбайнов со шнековыми органами.

При установившихся рабочих режимах в спектральном составе нагрузок систем приводов современных шнековых комбайнов наряду со случайными составляющими существенно доля низкочастотных и высокочастотных колебательных составляющих.

Низкочастотные колебания (1-3 Гц) в значительной степени обусловлены особенностями формирования момента сил сопротивления на шнековых исполнительных органах, движение осей вращения которых, характеризуется существенной неравномерностью в направлении перемещения комбайна и направлении, перпендикулярном плоскости пласта.

Высокочастотные колебательные составляющие с корреляционными функциями вида

$$\sum_i D_i * e^{-\alpha_{1i}(\tau)} * \cos \omega_{1i} \tau \mid \sum_j D_{2j} * \cos \omega_{2j} \tau$$

характеризуется частотами (8-50 Гц), практически совпадающими с расчётными значениями собственных частот крутильных колебаний системы привода (которую в первом приближении с точки зрения внутренних связей в некоторых случаях можно рассматривать как изолированную систему) и обусловлены сложными автоколебательными процессами в автономной системе «комбайн-забой».

Для того, чтобы более чётко предоставить закономерности формирования динамических нагрузок в системах приводов, представляется методически целесообразным рассматривать эти колебательные процессы условно состоящими из первичных и вторичных колебаний.

Первичные высокочастотные составляющие обусловлены стохастическим характером нагрузки на резцы исполнительного органа. При этом флуктуационные всплески сил сопротивления, выполняющие роль клапана автоколебательной системы, закручивают рассматриваемую систему на определённую величину угловой деформации, после чего происходит скол части массива. Обратная связь с колебательной системой состоит в том, что упругие и инерционные свойства обуславливают дальнейшее колебательное движение системы.

При этом автоколебания в общем случае относятся к стохастическим и для слабодемпфированных систем, к которым следует отнести системы приводов горных комбайнов, могут рассматриваться как свободно-сопровождающие колебания со случайными уровнем и частотой возмущения.

Первичные низкочастотные составляющие обусловлены колебаниями момента сил сопротивления вследствие нерационального размещения режущего инструмента на дополнительных органах и зависят от конструктивных особенностей шнеков./1/

Для описанных двух высокочастотных и низкочастотных колебаний приведём графики и экспериментально полученные зависимости, из которых видно, насколько велика может быть разница нагрузок при работе очистного комбайна.

Виброзащитное устройство (ВЗУ) предназначено для снижения динамических нагрузок в элементах механической части привода исполнительных органов (рабочий инструмент; шнеки и элементы их сопряжения с выходными валами; валы, оси, зубчатые колёса, подшипниковые опоры), а также в электродвигателях и элементах других подсистем (гидродомкраты подвески шнеков, корпусные детали) с целью повышения технического уровня (параметры надёжности, производительность, материалоемкость) очистных комбайнов.

Наиболее эффективно применение ВЗУ на комбайнах при выемке угольных пластов с высокой (200-300 Н/мм) сопротивляемостью угля резанию и пластов сложной структуры с крепкими прослойками (присечками) и включениями.

ВЗУ, как правило, выполняется в виде обладающих повышенными упругими и демпфирующими параметрами муфт, соединённых последовательно с валопроводом редукторных групп и работающих как своеобразный амортизатор.

Следует отметить, что нагрузки при работе очистного комбайна неодинаковы и могут различаться в значениях от минимума до мак-

симула в считанные доли секунд. При наличии угольных пластов с высокой сопротивляемостью и наличием крепких прослоек и включений. Из курсов сопротивления материалов и детали машин известно, что наибольшее переменное напряжение, при котором материал не разрушаясь выдерживает определенное число циклов, называется пределом выносливости σ_r . Для симметричного цикла ($r=1$) предел выносливости обозначается σ_{-1} , за базу испытаний для сталей принимают $N_0 = 10^7$ циклов.

В двойных логарифмических координатах зависимость $\lg \sigma = f(\lg N)$ изображается ломаной линией ABC.

Уравнения для участка АВ:

$$\begin{cases} \sigma_i^m N_i = const \\ \sigma_i^m N_i = \sigma_{-1}^m N_0 \end{cases}$$

σ_{-1} - предел выносливости;

N_0 - базовое число циклов нагружения;

m - показатель угла наклона α , левой ветви кривой усталости АВ.

Из этого уравнения следует важное соотношение:

$$N_i = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_i}\right)^m * N_0$$

Это выражение справедливо для стационарной (переменной) нагрузки.

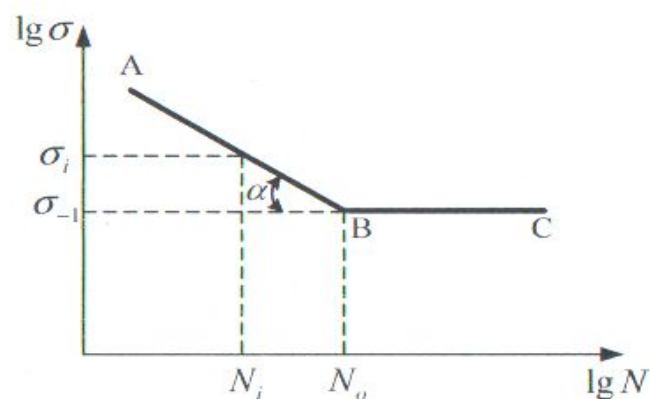


Рисунок 1 – Характеристика выносливости при $\sigma_i > \sigma_{-1}$ и $N_i < N_0$ (кривая усталости)

Из этого графика видно, что кривая усталости до базового числа циклов нагружения является прямой линией, но её значение, как и

значение α изменяется линейно, что при нагрузках выше базовых, приведет к разрыву детали.

В общем случае нагрузки на ИО и в трансмиссии представляют нестационарный случайный процесс. Накопление усталостных повреждений обусловлено суммированием циклов с $\sigma_i > \sigma_T$ (в области I), $\sigma_i > \sigma_{-1}$ (в области II) и $\sigma_{пов} \geq (0.5 \div 0.7\sigma_{-1})$ - область III.

I - Область малоциклового усталости;

II - Область многоциклового (упругой) усталости;

III - Область локального повреждения;

Данные области представлены на рис.2.

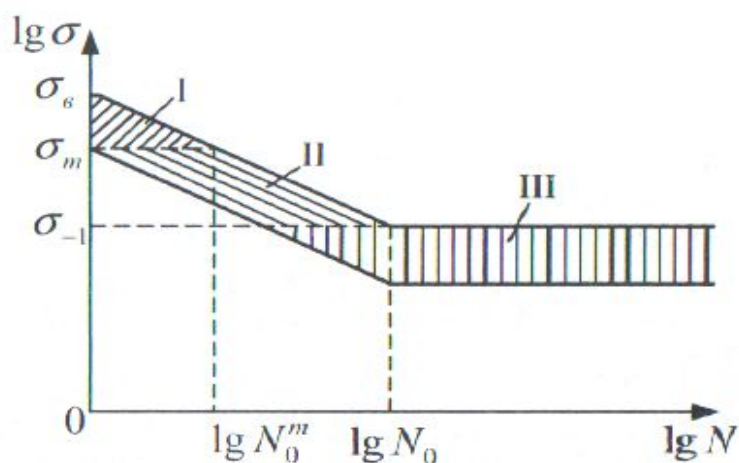
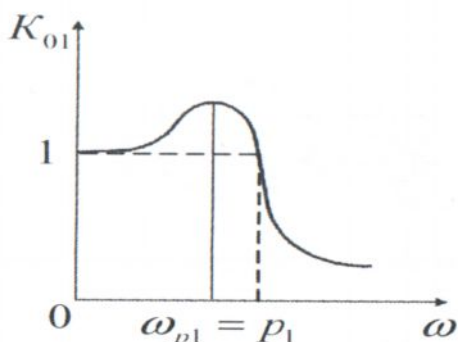


Рисунок 2 – Области усталостного повреждения деталей при различных уровнях напряжений

АЧХ-амплитудно-частотная характеристика

а)



б)

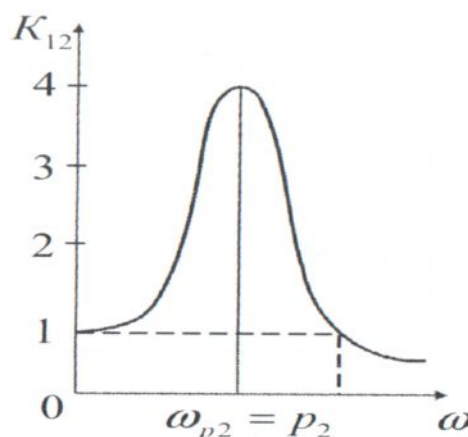
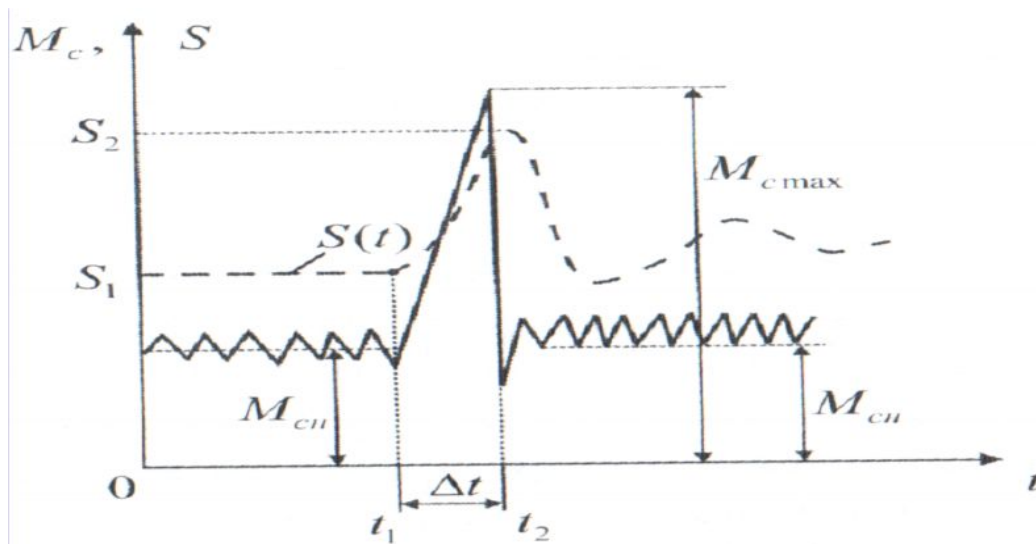


Рисунок 3 – Графики АЧХ двигателя (а) и трансмиссии (б)

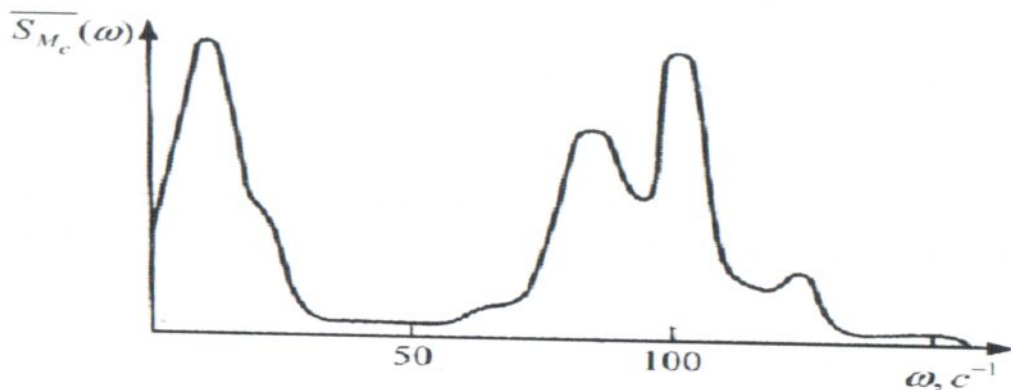
Из данного рисунка видим, на сколько меняется как момент, так и скольжение двигателя при разрушении крепкого включения.



Осциллограмма момента в трансмиссии (M_c) и скольжения двигателя (S) при встрече и разрушении крепкого включения.

Колебания двигателя низкочастотные, а трансмиссии высокочастотные.

Далее на конкретном примере видно, что предел выносливости деталей падает, что приводит к низкой надёжности, малой долговечности и финансовым потерям.



Оценка нормированной спектральной плотности M_c на валу ИО очистного комбайна 1ГШ68

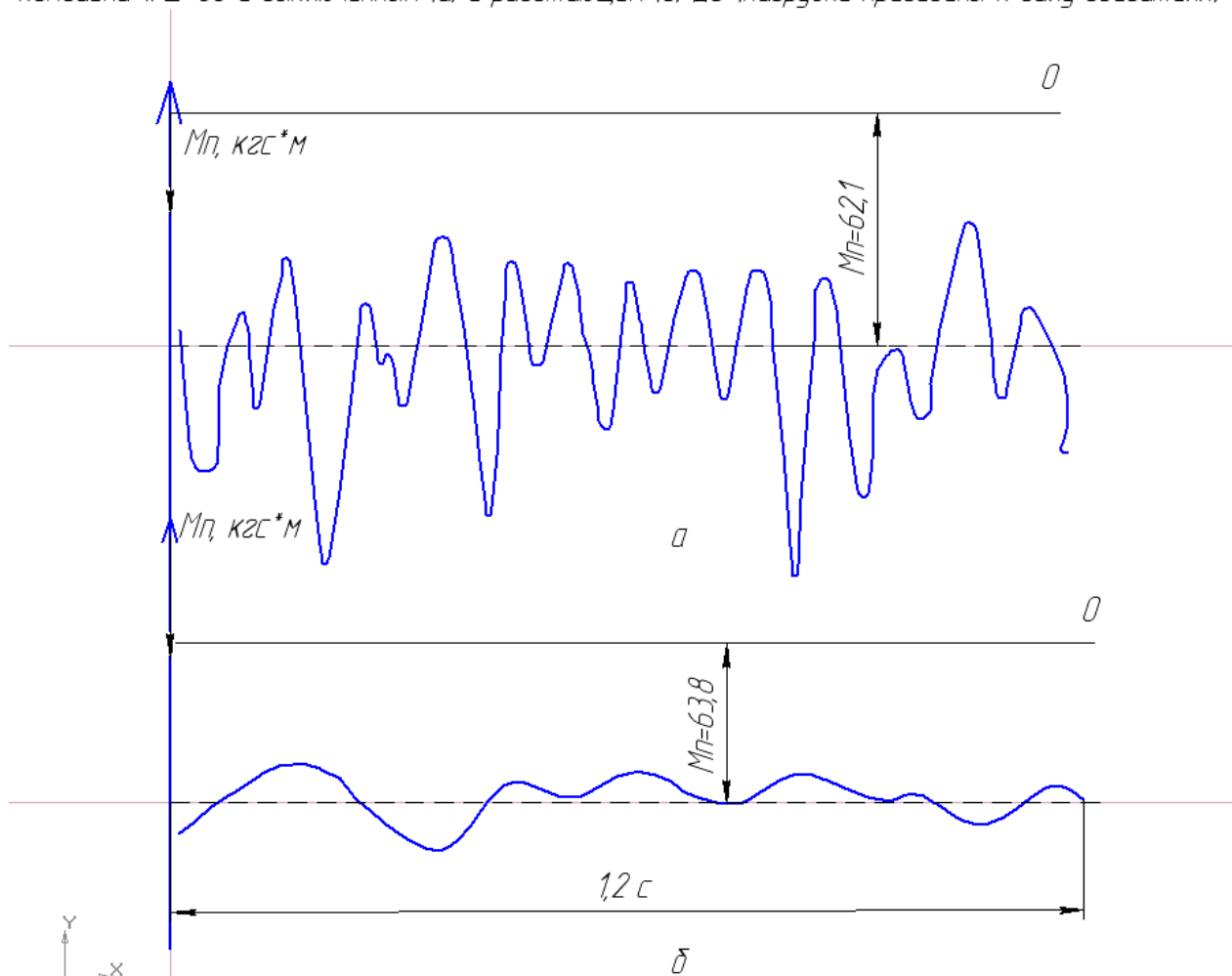
Спектр нагрузки содержит в своём составе напряжения, ведущие к снижению предела выносливости.

$$\sigma_{mc} = \sqrt[2]{D_{\Sigma}} \quad D_{\Sigma} = D_{H4} + D_{b4}$$

Но с применением ВЗУ высокочастотные колебания гасятся, особенно эффективно в пиковых точках амплитуды, что мы видим на

графиках, полученных испытаниями опытных образцов ВЗУ на комбайне 1ГШ-68.

Осциллограмма крутящего момента в трансмиссии правого опережающего шнека комбайна 1ГШ-68 с выключенным (а) и работающим (б) ДУ (нагрузки приведены к валу двигателя)



На основе анализа и физики формирования динамических нагрузок в системе привода исполнительного органа обоснована целесообразность оптимизации динамических свойств применения ВЗУ.

С использованием полученных результатов проектируется ВЗУ с параметрами, обеспечивающими существенное снижение дисперсии высокочастотных составляющих нагрузки.

Список источников.

1. Методика установления рациональных параметров виброзащитных устройств в подсистемах привода очистных комбайнов/ Горбатов П.А., Гуляев В.Г., Кривченко Ю.А., Юргилевич В.А.// Уголь Украины.- 1991.- №5- с.38-41.
2. Установление динамических характеристик подсистем привода исполнительных органов комбайнов нового поколения // П.А. Горбатов, Н.М. Лысенко, Е.А. Воробьёв, В.Г.Потапов и др.// Горное оборудование и электромеханика.- М: Новые технологии. №2. 2008.- с.13-17.
3. Гуляев В.Г. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Ч.1, Донецк-ДонНТУ.- 2011.

СОДЕРЖАНИЕ

Баев А.В., Лухтура Ф.И. <i>Гидрогазодинамические параметры деаэрационных установок центробежного типа</i>	3
Винников С.О., Мизерный В.И. <i>Заливка центробежных насосов из нагнетательного трубопровода</i>	8
Gavrilenko V., Loginov V. <i>Discrete particle modeling of the solid phase of gas-solid fluidized bed of the pneumatic-vibration separator</i>	14
Гуляев В.Г., Харламов С.Ю. <i>Исследование динамических свойств регулируемого объёмного гидропривода механизмов перемещения очистных комбайнов</i>	18
Гусак В.В., Мизерный В.И. <i>Регулирование шахтной водоотливной установки впуском воздуха во всасывающий трубопровод</i>	28
Гусенцова Е.С. <i>Выбор модели турбулентности при моделировании течения газа в проточной части охлаждающего устройства тепловоза</i>	36
Жуковский Д.С., Лазаренко В.И. <i>Определение критических скоростей движения гидравлической смеси в напорных и безнапорных потоках</i>	41
Зиновьев С.Н., Дегтярев Д.С. <i>Использование гидравлического привода для модернизации щековых дробилок</i>	45
Зиновьев С.Н., Хорошун С.С. <i>Моделирование узла амортизации вибрационной мельницы</i>	49
Кондратенко В.Г., Шведченко С.С. <i>Аналіз впливу коефіцієнта тертя торцевої щілини між розвантажувальними кільцями на величину врівноважуючої сили</i>	54
Кондратов М.А., Кононенко А.П. <i>Розрахункові дослідження робочого процесу в гідравлічному вібраційному контурі гідроапарата з осциляцією</i>	56
Кондрахин В.П., Чередниченко Ю.А. <i>Упругие характеристики гидродомкрата с запертыми гидрозамком полостями</i>	62
Коновалов Д.А., Ганжа Г.Ю. <i>Модельные исследования процесса газодинамической отсечки конечного конвертерного шлака</i>	68
Куземко Р.Д., Синельников В.О. <i>Исследование двухфазной сверхзвуковой нерасчётной струи для раздувки шлака в полости кислородного конвертера</i> ..	73
Куземко Р.Д., Чиж В.В. <i>Численные исследования газодисперсного двухскоростного потока в фурме для инъекции технологических порошков в расплав чугуновозного ковша</i>	79

Никишина А.Л., Гавриленко Б.В. <i>Синтез автоматической системы управления температурой в сварочной зоне методической печи</i>	85
Ошовская Е.В., Бедарев С.А., Брозьянский И.А. <i>Задача поиска эффективной конструкции элементов поплавокowego типа для отсечки конвертерного шлака</i>	90
Поливанчук А.С., Василец С.В. <i>Моделирование переходного процесса нагрева сляба в методической печи</i>	95
Полтавец В.В., Шаповалова Н.Н., Саркиц М.С. <i>К вопросу о выборе вида насадки при подаче водных сож для обработки резанием</i>	100
Pupysheva Y., Morgounov V. <i>L'argumentation des methodes du reglage de l'economie de ressources des machines soufflantes travaillant parallelement dans les conditions de l'atelier «Captage №1» d'usine du coke et des produits chimiques d'Avdeyevka</i>	104
Семенченко А.К., Гиниевская И.С. <i>Мехатронная системы перемещения конвейера механизированного комплекса</i>	107
Семенченко А.К., Степаненко Е.Ю., Курпяков Р.В. <i>Затраты времени на установку арочной крепи и выполнение вспомогательных операций на метр проходки выработки проходческим комбайном</i>	111
Семенченко А.К., Степаненко Е.Ю., Курпяков Р.В. <i>Влияние длины лавы, длины столба выемки и схемы ее отработки на необходимые темпы проходки при высокопроизводительной выемке тонких пластов</i>	115
Семенченко А.К., Степаненко Е.Ю., Курпяков Р.В. <i>Влияние затрат времени на обработку забоя, установку крепи и выполнение вспомогательных операций на темпы проходки выработки проходческим комбайном</i>	120
Сименко Е.В., Грибиниченко И.А. <i>Исследование параметров течения жидкости в подпиточном насосе маслостанции СНТ32</i>	124
Ставицкий В.Н., Горбунов Е.Ю. <i>Разработка устройства автоматического управления пуском асинхронного электропривода шахтного ленточного конвейера</i>	130
Триллер Е.А., Петелин Э.А., Богатырь Д.О. <i>Обоснование конструкции предварительных отстойников в условиях глубоких шахт</i>	135
Яблунковский А.Э., Гуляев В.Г. <i>Обоснование способа и средств снижения динамических нагрузок подсистемы привода исполнительных органов комбайна КДК 500</i>	140

Материалы
X международной научно-технической
студенческой конференции
" М Е Х А Н И К А
Ж И Д К О С Т И И Г А З А "

Відповідальний за випуск
д-р техн. наук, проф. *М.Г.Бойко*

Адреса редакційної колегії:
83000, Донецьк, вул. Артема 58, ДонНТУ, к.1.117,
тел. (062) 301-07-24

Підготовлено до випуску:
83000, Донецьк, вул. Артема 58, ДонНТУ,
1-й учбовий корпус, ауд. 1.419, тел. (062) 301-07-41

E-mail: femacl@pop.dgtu.donetsk.ua