

**РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЬЦЕВОГО  
ЭЖЕКТОРНОГО УСТРОЙСТВА ВИБРОПНЕВОТРАНСПОРТНЫХ  
МАШИН**

Приведено залежності для розрахунку основних характеристик кільцевого ежекторного пристрою вібропневмотранспортних машин, що використовуються для закладки виробленого простору шахт. Узагальнено результати теоретичних і експериментальних досліджень газодинамічних параметрів під час роботи ежекторних пристроїв пневмотранспортних установок.

**CALCULATION OF THE BASIC CHARACTERISTICS OF RING  
EJECTOR DEVICE OF VIBRO-PNEUMONIC-TRANSPORT  
MACHINES**

Dependencies for calculation of the main characteristics of ring ejector device of vibro - pneumatic - transport machines (which are used for filling of free spaces in mining industry) are presented. The results of theoretical and experimental studies of gas-dynamic parameters during operation of ejector devices of vibro - pneumatic - transport systems have been generalized.

В пневмотранспортных устройствах эжекторного типа, используемых на горнодобывающих предприятиях для закладочных работ, используется процесс эжектирования турбулентных струй. В работах [1-4] достаточно полно и подробно изложены методы расчета и результаты экспериментальных исследований процессов смешения эжектирующего и эжектируемого потоков однородных и неоднородных газов. Однако для пневмотранспортных установок, используемых на горнодобывающих предприятиях для ведения закладочных работ, практический интерес представляют исследования процесса смешения эжектирующего потока однородного газа и эжектирующего потока аэросмеси, включающей фракции твердого материала. Этот процесс определяет все рабочие характеристики эжекторных пневмотранспортных установок и играет определяющую роль в расчетах и разработках оборудования данного класса.

В работах [1,3-7] рассмотрен ряд вопросов применения эжекторных устройств для пневмотранспортирования различного рода сыпучих материалов, однако физическая картина взаимодействия эжектируемого потока аэросмеси и эжектирующего потока газа в кольцевом эжекторе, механизм перемещения сыпучих материалов установками данного класса с учетом интегрального коэффициента сопротивления и влияние на него конструктивных параметров эжектора, исследованы недостаточно. В работе [8] приведены результаты выполненных в течение последнего ряда лет ИГТМ им. Н.С. Полякова НАН Украины исследований физических процессов, происходящих в вибропневмотранспортных машинах (ВПМ) с кольцевым эжектором.

Одним из основных показателей, характеризующих эффективность работы эжекторного устройства, является коэффициент эжекции  $n$ , равный отношению массовых расходов эжектируемого  $Q_3^m$  и эжектирующего  $Q_c^m$  потоков газа. В

общем случае коэффициент эжекции зависит от величины площадей соответствующих сечений, плотности и начальных давлений газовых потоков, а также от режима работы эжектора, и может варьироваться в достаточно большом диапазоне от  $10^{-3}$  до 10 и выше [1-3].

Рассчитать исходную величину коэффициента эжекции пневмотранспортной установки, работающей по эжекционному принципу действия, пренебрегая на этом этапе сопротивлением транспортного трубопровода, можно следующим образом.

Значения массовых расходов эжектируемого и эжектирующего потоков газа будут равны:

$$Q_3^m = \rho_3 u_{3,cp} S_3 (1 - \alpha_3); \quad (1)$$

$$Q_c^m = \rho_c u_{c,cp} S_c, \quad (2)$$

где  $\rho_3$  - плотность эжектируемого потока газа;  $u_{3,cp}$  - осредненная по площади поперечного сечения потока скорость движения эжектируемого потока газа;  $S_3$  - площадь проходного сечений эжектора в зоне эжектирования;  $\alpha_3$  - коэффициент заполнения транспортируемым материалом проходного сечения эжектора;  $\rho_c$  - плотность эжектирующего потока газа;  $u_{c,cp}$  - осредненная по площади поперечного сечения потока скорость движения эжектирующего потока газа;  $S_c$  - площадь среза кольцевой щели эжектора.

Скорость эжектируемого потока газа рассчитывается по формуле, приведенной в работе [8], полученной для пневмотранспортирования сыпучих материалов эжекторными пневмотранспортными установками:

$$u_{3,cp} = \left\{ \frac{\rho_\Sigma S_\Sigma (1 - \alpha_\Sigma)}{\rho_3 S_3 (1 - \alpha_3)} \left[ 2 \frac{p_0 - p_L}{\rho_\Sigma \left( f_\Sigma \frac{L_{тр}}{D_{тр}^5} + \zeta \right)} \right]^{3/2} - \frac{\rho_c S_c u_{c,cp}^3}{\rho_3 S_3 (1 - \alpha_3)} \right\}^{1/3}, \quad (3)$$

где  $\rho_\Sigma$  - плотность смешанного потока газа в смесительной камере эжектора;  $S_\Sigma$  - площадь проходного сечения смесительной камеры эжектора ВПМ;  $\alpha_\Sigma$  - коэффициент заполнения транспортируемым материалом проходного сечения смесительной камеры эжектора ВПМ;  $p_0$  - полное давление газа в проходном сечении смесительной камеры эжектора, равное

$$p_0 = p_\Sigma^{ст} + \frac{\rho_\Sigma u_{\Sigma,cp}^2}{2};$$

$p_{\Sigma}^{ст}$  - статическое давление аэросмеси в проходном сечении смесительной камеры эжектора;  $u_{\Sigma,ср}$  - скорость газа в проходном сечении смесительной камеры эжектора;  $p_L$  - полное давление газа в конце транспортного трубопровода;  $f_{\Sigma}$  - интегральный коэффициент сопротивления;  $L_{тр}$  - длина транспортного трубопровода ВПМ;  $D_{тр}^И$  - истинный диаметр транспортного трубопровода;  $\zeta$  - коэффициент местных сопротивлений.

Интегральный коэффициент сопротивления  $f_{\Sigma}$  определяется как [8]:

$$f_{\Sigma} = \lambda + \xi_{ср} \varphi^2 \mu^m, \quad (4)$$

где  $\lambda$  - коэффициент сопротивления при движении по транспортному трубопроводу чистого газа без примеси твердых частиц;  $\xi_{ср}$  - среднее значение коэффициента аэродинамического сопротивления перемещаемого материала;  $\varphi$  - коэффициент относительной скорости движения закладочного материала по транспортному трубопроводу, равный

$$\varphi = \frac{u_{\Sigma,ср} - v_{y,ср}}{u_{y,ср}},$$

где  $v_{y,ср}$  - скорость движения материала в проходном сечении смесительной камеры эжектора.

Коэффициент заполнения перемещаемым закладочным материалом поперечного сечения зоны загрузки эжектора  $\alpha_3$ , согласно [7,8] обычно находится в пределах  $0,632 \leq \alpha_3 \leq 0,74$ . При этом  $\alpha_3 = 0,74$  характеризует концентрацию аэросмеси газа с закладочным материалом для случая плотной упаковки (абсолютно плотная упаковка) монодисперсных смесей из сферических частиц. Значение  $\alpha_3 = 0,632$  соответствует случаю плотной упаковки частиц в реальных пневмотранспортных системах и в практических расчетах с достаточной степенью точности можно принимать  $\alpha_3 = 0,632$ .

Коэффициент заполнения перемещаемым материалом поперечного сечения транспортного трубопровода  $\alpha_{\Sigma}$  определяется по эмпирической зависимости [8]:

$$\alpha_{\Sigma} = 0,237 \alpha_3 \left( 1 - e^{-0,262 \mu^m \alpha_3 / (1 - \alpha_3)} \right), \quad (5)$$

где  $\mu^m$  - массовая концентрация транспортируемой аэросмеси, принимаемая в практических расчетах для предотвращения закупорок  $\mu^m \leq 20$  [7-10].

На рис. 1 представлена графическая зависимость коэффициента заполнения проходного сечения транспортного трубопровода от массовой концентрации

аэросмеси для случая  $\alpha_3 = 0,632$ . Как видно из графика, для установившегося режима пневмотранспортирования закладочных материалов в плотном потоке транспортируемой аэросмеси в практических расчетах можно принимать  $\alpha_\Sigma = 0,15$ .

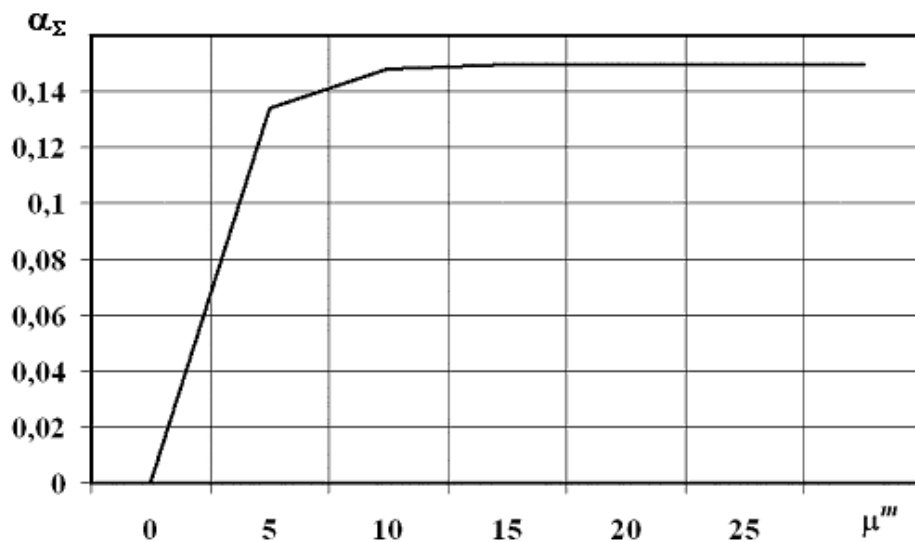


Рис. 1 - Зависимость коэффициента заполнения проходного сечения транспортного трубопровода от массовой концентрации аэросмеси

Значения различных местных сопротивлений  $\zeta$  приведены в работах [2,11] и зависят от числа и характера соединений соседних секций транспортного трубопровода. При фланцевом соединении не более 10 секций транспортного трубопровода коэффициент местных сопротивлений находится в интервале  $0,01 \leq \zeta \leq 0,05$  [11].

Коэффициент сопротивления  $\lambda$  в общем случае зависит от формы сечения трубы, режима движения, который характеризуется критерием Рейнольдса  $Re$ , и шероховатостью трубы. При  $Re > 4 \times 10^3$  для определения коэффициента трения круглых труб с гидравлически гладкими стенками может быть использована формула Филоненко-Альтшуля [11]:

$$\lambda = 1 / (1,8 \lg Re - 1/64)^2, \quad (6)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса, определяемое как:

$$Re = \frac{u_{\Sigma, \text{ср}} D_{\text{тр}}^{\text{н}}}{\nu}, \quad (7)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость газа, определяемая по справочным данным.

Коэффициент относительной скорости движения закладочного материала по

транспортному трубопроводу  $\phi$  находится в пределах  $0,7 \div 0,95$  и тем меньше, чем крупнее частицы транспортируемого материала [7]. Для значений  $\rho_m=2,0 \div 2,2$  т/м<sup>3</sup> обычно принимается  $\phi = 0,95$  [8].

Среднее значение коэффициента аэродинамического сопротивления перемещаемого материала  $\xi_{cp}$  определяется экспериментально для каждого вида транспортируемого материала отдельно. В некоторых случаях  $\xi_{cp}$  можно определять по эмпирической зависимости [12]:

$$\xi_{cp} = \frac{3,87}{Fr\sqrt[3]{Re}} (\mu^m)^{0,63}, \quad (8)$$

где  $Fr$ - критерий Фруда,  $Fr = \frac{v_{\Sigma, cp}^2}{gD_{тр}^H}$ .

На рис. 2 приведены графические зависимости различных коэффициентов сопротивления движению аэросмеси в транспортном трубопроводе для эжекторной ВПМ в зависимости от числа  $Re$ , полученные по формулам (5)-(8) для пневмотранспортирования закладочного материала плотностью  $\rho_m=2000$  кг/м<sup>3</sup> по трубопроводу круглого сечения, диаметр которого  $D_{тр}^H=0,2$  м при  $\phi = 0,95$  и  $\alpha_{\Sigma} = 0,15$ . При этом, в соответствии с [8], принимается  $\rho_{\Sigma}=1,2$  кг/м<sup>3</sup>;

$$v = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \quad S_{\Sigma} = \frac{\pi(D_{тр}^H)^2}{4}; \quad Q_{\Sigma}^V = u_{\Sigma, cp} S_{\Sigma} (1 - \alpha_{\Sigma}); \quad Q^V = v_{\Sigma, cp} S_{\Sigma} \alpha_{\Sigma};$$

$$\mu^m = \frac{Q^V}{Q_{\Sigma}^V} \frac{\rho_m}{\rho_{\Sigma}}, \text{ где } Q_{\Sigma}^V \text{ и } Q^V - \text{объемные расходы в транспортном трубопроводе}$$

соответственно воздуха и транспортируемого материала.

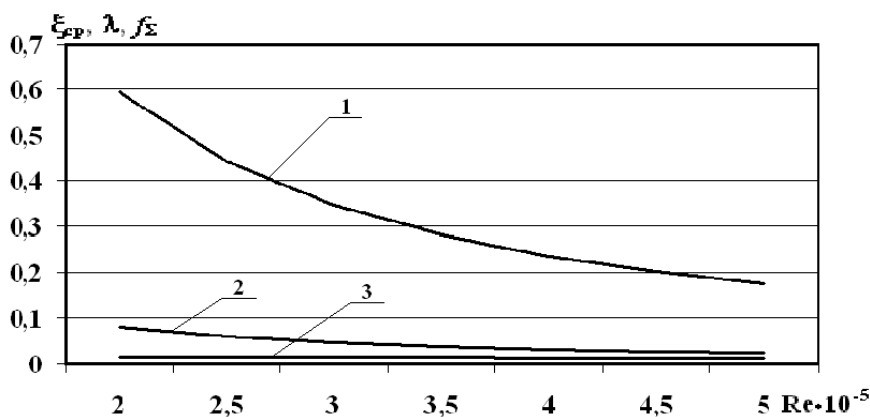


Рис. 2 – Значения коэффициентов сопротивления движению аэросмеси в транспортном трубопроводе в зависимости от числа  $Re$ : 1 – коэффициент аэродинамического сопротивления  $\xi_{cp}$ ; 2 – интегральный коэффициент сопротивления  $f_{\Sigma} \cdot 10^{-1}$ ; 3 – коэффициент трения  $\lambda$

Значение массовой концентрации для режимов транспортирования, представленных на рис. 2, равно 14,7 и не противоречит общепринятым требованиям, предъявляемым к пневмотранспортному оборудованию [7-10].

Как видно из графических зависимостей, приведенных на рис. 2, для рассматриваемого режима пневмотранспортирования значение коэффициента трения находится в пределах  $0,016 \div 0,013$ , аэродинамического сопротивления в пределах  $0,6 \div 0,18$ , а интегрального коэффициента сопротивления движению аэросмеси в интервале  $0,078 \div 0,023$ .

В инженерных расчетах в соответствии с [7-10,13] для диапазона значений чисел Рейнольдса  $Re > 10^3$  можно принимать  $\xi_{ср} = 0,4 \div 0,5$ . Для мелкодисперсных и пылевидных материалов принимается  $\xi_{ср} = 0,4$ , а для крупнокусковых закладочных материалов  $\xi_{ср} = 0,5$ .

Вследствие большой скорости истечения газа через сопловое устройство эжектора заметного теплообмена с окружающей средой не происходит, и процесс истечения можно принимать адиабатным. Тогда параметры эжектирующего потока газа при истечении из соплового устройства эжектора и параметры газа в подающей магистрали будут связаны по законам адиабатного расширения [3, 14]:

$$\rho_c = \rho_m (p_c^{ст} / p_m^{ст})^{1/k}; \quad (9)$$

$$T_c = T_m (p_c^{ст} / p_m^{ст})^{(k-1)/k}; \quad (10)$$

$$u_{с,ср}^a = \sqrt{2 \frac{k-1}{k} \frac{p_m^{ст}}{\rho_c} \left[ 1 - \left( p_c^{ст} / p_m^{ст} \right)^{(k-1)/k} \right]}, \quad (11)$$

где  $\rho_m$  - плотность газа в подводящей магистрали;  $p_c^{ст}$  - статическое давление газа на срезе кольцевой щели эжектора;  $p_m^{ст}$  - статическое давление газа в подводящей магистрали;  $k$  - показатель адиабаты;  $T_c$  - температура газа на срезе кольцевой щели эжектора;  $T_m$  - температура газа в подводящей магистрали;  $u_{с,ср}^a$  - осредненная по сечению скорость адиабатного истечения газа из кольцевой щели эжектора.

В реальных установках, при истечении газа через сопловое устройство эжектора, имеют место существенные потери, обусловленные формой и чистой обработкой внутренней поверхности эжектора, особенно на входе в эжектор. Тогда действительная средняя скорость истечения газа из соплового устройства эжектора будет равна [14]:

$$u_{с,ср} = \Phi_{пот} u_{с,ср}^a, \quad (12)$$

где  $u_{c,cp}$  - средняя скорость истечения газа из эжектора;  $\varphi_{пот}$  - коэффициент потерь скорости.

Входящий в формулу (12) коэффициент потерь скорости связан с коэффициентом гидравлических потерь в эжекторном устройстве соотношением [14]:

$$\varphi_{пот} = \sqrt{1 - \lambda_c}, \quad (13)$$

где  $\lambda_c$  - коэффициент гидравлических потерь скорости истечения из кольцевой щели эжекторного устройства, зависящий от конструкции эжектора, технологичности его изготовления и соотношением геометрических параметров, характеризующих размеры кольцевой щели.

По аналогии с общепринятой практикой расчета гидравлических сопротивлений при течении газа в трубах и каналах [2,10,14] для расчета гидравлических потерь кольцевой щели эжектора ВПМ предлагается зависимость:

$$\lambda_c = \Omega \frac{\rho_M l_c}{\rho_c h}, \quad (14)$$

где  $\Omega$  - эмпирический коэффициент, характеризующий величину гидравлических потерь при движении газа в каналах кольцеобразной формы, находящийся в пределах  $0,018 \div 0,019$ ,  $l_c$  - длина кольцевой щели эжектора;  $h$  - ширина проходного сечения кольцевой щели эжектора.

Хорошую сходимость расчетных данных с экспериментальными величинами [8] дает значение  $\Omega = 0,0185$ .

Как было указано выше, максимальное значение расхода газа через кольцевое эжекторное устройство согласно [14] достигается при условии:

$$p_c^{ст} / p_M^{ст} = 0,528. \quad (15)$$

Соотношение (15) получено для максимальной степени расширения эжектирующего потока, при которой достигается максимальное значение скорости истечения и, соответственно, расхода газа. В дальнейшем будем полагать, что конструкция соплового устройства позволяет получить в нем перепад давления, удовлетворяющий уравнению (15).

Входящие в соотношение (3) параметры смешанного потока газа в зоне смешения эжектирующего и эжектируемого потоков (при отсутствии проставок, связывающих эжектор с транспортным трубопроводом, в его начале) определяются по формулам, приведенным в работе [8]:

$$\rho_\Sigma = p_\Sigma^{ст} / (RT_\Sigma); \quad (16)$$

$$p_\Sigma^{ст} = (2 p_c^{ст} + \rho_c u_{c,cp}^2) / (2 + \rho_c u_{\Sigma,cp}^2 / p_c^{ст}); \quad (17)$$

$$u_{\Sigma, \text{cp}} = \frac{u_{c, \text{cp}}}{2q_c} \left\{ (p_c^{\text{CT}} + q_c)s(1 - \alpha_{\text{TP}}) - \sqrt{\left[ (p_c^{\text{CT}} + q_c)(1 - \alpha_{\text{TP}})s \right]^2 - 4 p_c^{\text{CT}} q_c} \right\}, \quad (18)$$

где  $p_{\Sigma}^{\text{CT}}$  - статическое давление газа в зоне смешения эжектора;  $R$  - универсальная газовая постоянная;  $T_{\Sigma}$  - температура газа в зоне смешения эжектора;

$q_c = \frac{\rho_c u_{c, \text{cp}}^2}{2}$  - скоростной напор газа на выходе из кольцевой щели эжектора;

$s = \frac{S_{\Sigma}}{S_c}$  - относительная площадь;

Коэффициент эжекции, который позволяет создать эжекторная ВПМ с заданными рабочими параметрами, определяется как отношение массового расхода эжектируемого потока газа к массовому расходу эжектирующего потока. Численное значение этого коэффициента можно определить, используя формулы (1)-(18):

$$n = \frac{Q_{\text{э}}^m + Q^m}{Q_c^m},$$

где  $Q^m = \rho_m v_{\text{э, cp}} S_{\text{э}} \alpha_{\text{э}} = \rho_m Q^V$  - массовый расход транспортируемого материала в зоне его загрузки в ВПМ;  $v_{\text{э, cp}}$  - осредненная по площади скорость движения материала в зоне его загрузки в ВПМ.

При известном объемном расходе транспортируемого материала, который характеризует производительность ВПМ в выбранном режиме работы, осредненная по площади скорость движения материала в зоне его загрузки находится из соотношения

$$v_{\text{э, cp}} = \frac{Q^V}{S_{\text{э}} \alpha_{\text{э}}}.$$

Следует отметить, что пневмотранспортирование по трубопроводу сыпучего закладочного материала в соответствии с уравнением (3) возможно лишь при  $p_0 > p_L$  и эжектирование воздуха из атмосферы через загрузочную воронку будет возможно лишь при  $u_{\text{э, cp}} > 0$ . Случай, когда скорость эжектируемого из атмосферы воздуха  $u_{\text{э, cp}} \leq 0$  характеризует момент прекращения процесса эжекции, закупорку транспортируемым материалом трубопровода и образование обратного потока аэросмеси.

В практических расчетах для определения эжекционных свойств пневмотранспортного оборудования, а, следовательно, возможности транспортирования за счет использования сжатого воздуха на заданное расстояние по трубо-



проводу заданного диаметра обычно принимают  $\rho_3 = \rho_a$ ;  $p_L = p_a$ ;  $T_\Sigma = T_c$ ;  $k = 1,4$ ;  $R = 287,14$  Дж/(кг·град);  $v = 1,5 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с, где  $\rho_a$  и  $p_a$  плотность атмосферного воздуха и атмосферное давление.

Соотношения (1-18) позволяют установить рациональные конструктивные параметры кольцевого эжектора и определить основные рабочие характеристики ВПМ в целом. Эти зависимости получены на основании феноменологического подхода к описанию физических процессов, происходящих в кольцевом эжекторном устройстве ВПМ с использованием основных уравнений и закономерностей прикладной газовой динамики.

Таким образом, приведенный выше подход к расчету основных характеристик кольцевого эжекторного устройства ВПМ позволяет учитывать специфические особенности оборудования данного класса и разрабатывать ВПМ нового поколения, отличающиеся малогабаритностью, простотой конструкции и надежностью в эксплуатации.

ВПМ с кольцевым эжекторным устройством позволяет расширить область применения пневматической закладки на угледобывающих предприятиях Донбасса за счет повышения эффективности ведения закладочных работ, в частности, связанной со скоростью выкладки бутовых полос любой геометрической формы и размеров, что существенно влияет на сдвигание пород вокруг выработок.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1969. – 324 с.
2. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1975. – 327 с.
3. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 287 с.
4. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. – М.: Госстройиздат, 1963. – 340 с.
5. Исследование параметров кольцевого сопла эжекторной закладочной установки / М.Р. Рахимбеков, Ш.А. Алтаев, Г.Д. Лезин и др. // Научн. тр. Всесоюз. н.-и. и проект. – конструкт. угольн. ин-та. – 1972. – Вып.42. – С. 177 – 179.
6. Совершенствование конструкций малогабаритной эжекторной пневмозакладочной установки с центральным соплом / Рахимбеков М.Р., Алтаев Ш.А., Лезин Г.Л. и др. // Науч. тр. Всес. н.-и. и проект.- конструкт. уголь. ин-та, Караганда.- 1972. – Вып. 43. – С. 165.
7. Потураев В.Н., Волошин А.И., Пономарев Б.В. Вибрационно-пневматическое транспортирование сыпучих материалов. – Киев: Наук. думка, 1989. – 248 с.
8. Механика вибрационно-пневматических машин эжекторного типа / Потураев В.Н., Булат А.Ф., Волошин А.И., Пономаренко С.Н., Волошин А.А. // Киев: Наукова думка, 2001. – 176 с.
9. Смолдырев А.Е. Трубопроводный транспорт. – М.: Недра, 1980. – 293 с.
10. Смолдырев А.Е. Гидро- и пневмотранспорт в металлургии. – М.: Металлургия, 1985. – 280 с.
11. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, изд. 2-е, 1975. – 559 с.
12. Вопросы импульсного пневмотранспорта, газоочистки и пневматического перемещения дисперсных материалов // Тр. НИИ прикл. математики и механики при Том. ун-те. – 1972. – Т.1. – С. 267.
13. Клячко Л.С., Одельский Э.Х., Хрусталеv Б.М. Пневматический транспорт сыпучих материалов. – Минск: Наука и техника, 1984. – 216 с.
14. Карабин А.И. Сжатый воздух. – М.: Машиностроение, 1964. – 345 с.

## **АНАЛИЗ СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ**

Приведено результати аналізу можливості зниження гідравлічного ухилу під час плину гідросуміші за рахунок введення в пульпу розчинів гідродинамічно активних додатків.

## **THE ANALYSIS OF METHODS OF WORK EFFECTIVENESS INCREASING OF HYDROTRANSPORT SYSTEM**

The analysis results of possibility of hydraulic slope derating when hydraulic liquid moving owing hydrodynamically active agent insertion into the pulp are adduced.

На обогатительных фабриках большей части горно-обогатительных комбинатов (ГОК) Украины отвод отходов обогащения осуществляется посредством напорных гидротранспортных комплексов, а на Вольногорском горно-металлургическом комбинате (ВГМК) и на Иршанском ГОКе напорные гидротранспортные комплексы используются также и для доставки исходных песков на обогатительные фабрики [1-7]. Такое широкое использование трубопроводного гидротранспорта на предприятиях горнорудной промышленности обусловлено характером транспортируемых материалов, а также технологической совместимостью с обогатительным оборудованием и преимуществами этого вида транспорта в данных условиях над конвейерным, автомобильным и железнодорожным [2, 3, 8].

Опыт украинских и зарубежных обогатительных фабрик показывает, что за время их функционирования протяженность магистралей гидротранспортных комплексов, обеспечивающих доставку перерабатываемого сырья и отвод отходов обогатительного производства, постоянно увеличивается [2, 3, 6-8]. По мере отработки месторождения фронт горных работ удаляется от обогатительной фабрики, что вызывает перемещение головной насосной станции и требует увеличения длины трубопровода. Кроме того, при заполнении хранилищ отходами обогащения в эксплуатацию вводят новые карты намыва хранилищ, что также требует увеличения длины трубопровода.

Периодическое удлинение трубопровода гидротранспортного комплекса без установки дополнительных насосов или увеличения диаметров рабочих колес ограничено возникновением критических режимов течения, которые резко снижают эффективность и надежность гидротранспортирования [4-6, 8].

Опыт эксплуатации карьерного гидротранспортного комплекса ВГМК показывает, что зачастую для обеспечения сверхкритических режимов работы после удлинения трубопровода необходима меньшая мощность, чем мощность еще одного насоса, а заменить существующие рабочие колеса на рабочие колеса с большим диаметром невозможно [3, 4, 6-8]. В этом случае установка еще одно-