

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kinne Ch., Geller F.J., Loser W. Alternative Methoden des Kältereportes im Steinkohlenbergbau bei übertragig angeordneten Kältemaschinen // Bergbau. - 1990. - № 12. - S. 537-542.
2. S.Nawral, O. Cristian. Zastosowanie trójkomorowego podajnika cieczy jako wymiennika ciepła w procesie klimatyzacji wyrobisk kopalnianych // 9. Sesja Miedzynarodowego Biura Termofizyki Górnictwa "IBMT 2000": 18-22 wrzesień 2000, Gliwice, Polska. - 2000. - S. 163-179.
3. Оксень Ю.І. Метод расчета температурно-влажностного режима рудничной атмосферы в сети горных выработок // Гірнича електромеханіка та автоматика: Міжгалузевий наук.-техн. зб. - 2001. - Вип. 67. - С. 135-141.
4. Оксень Ю.І. Метод ідентифікації параметрів тепломассообмена в протяжених горних виробках // Науковий вісник Національної гірничої академії України. - 2002. - № 5. - С. 80-82.
5. Единая методика прогнозирования температурных условий в угольных шахтах. - Макеевка - Донбас, 1979. - 196 с.
6. Влияние местных источников тепла на тепловой баланс воздуха, проходящего по горным выработкам глубоких шахт / С.С. Гребенкин, А.Д. Доронин, В.П. Глебов, С.Г. Жулидов // Геотехническая механика: Межв. сб. науч. тр. ИГТМ НАН Украины. - Днепропетровск, 2001. - Вып. 29. - С. 207-209.
7. Проектирование и эксплуатация шахтных систем кондиционирования воздуха / Ю.А. Цейтлин, Т.Г. Абрамова, В.И. Могилевский, В.Ф. Ройтман, В.К. Черниченко. - М.: Недра, 1983. - 261 с.

УДК 622.647.7+622.648.004.3:622.023.65

А.І. Волошин, С.Н. Пономаренко
(ІГТМ НАН України)

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МАШИН ЭЖЕКТОРНОГО ТИПА

Приведені залежності для розрахунку основних конструктивних параметрів вібраційно-пневматических машин ежекторного типу, що використовуються для закладки виробленого простору шахт. Методика розроблена на основі феноменологічного підходу до дослідження механіки реальних фізических процесів, що відбуваються при завантаженні, розгоні та вібропневмотранспортуванні сипких закладальних матеріалів з урахуванням комплексного вібра-еродинамічного впливу на матеріал, який переміщується.

METHODIC OF DETERMINATION OF MAIN CONSTRUCTION PARAMETERS OF VIBRATION- PNEUMATIC MACHINES OF EJECTOR TYPE

Dependencies for calculation of the main construction parameters of vibration- pneumatic machines of ejector type, applied for filling empty spaces in mines, are presented. The methodic has been worked out on the basis of phenomenological approach to studies of mechanics of real physical processes which take place while loading, acceleration and vibro-pneumo- transportation of pouring loading materials taking into account complex vibro- air-dynamic influence on the moving material.

Закладка выработанного пространства является одним из кардинальных способов создания условий разработки угольных пластов и приближения условий их разработки к поточному технологическому производству, не подверженому влиянию различных горнотехнических факторов.

По виду транспортирования закладочного материала и способу возведения закладочного массива различают гидравлическую, пневматическую и механическую закладку. Наибольшее распространение получила гидравлическая за-

кладка, которая применяется при разработке крутых и наклонных угольных пластов. Пневматическая закладка используется при разработке пологих пластов, а механическая закладка широко применяется в Центральном районе Донбасса при разработке тонких крутых пластов.

На пологих угольных пластах пневматическую закладку можно вести вслед за подвиганием забоя, так как, в отличие от гидрозакладки, при этом не происходит затопление призабойного пространства. Этот вид закладки можно вести при любом виде крепи и совмещать его с другими видами горных работ.

Институтом геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины накоплен значительный опыт по разработке и промышленному освоению вибрационно-пневматических машин (ВПМ) эжекторного типа при пневматической закладке выработанного пространства шахт.

Одним из основных конструктивных параметров, во многом определяющим технологические параметры работы ВПМ, является пропускная способность узла загрузки сыпучего закладочного материала в ВПМ и, в первую очередь, параметры загрузочного лотка и диаметр проходного сечения кольцевого эжектора в зоне загрузки, где происходит подача закладочного материала в транспортный трубопровод. Геометрическая форма лотка, исходя из технологических соображений, выбирается криволинейной и с выпуклостью вниз так, как это показано на рис. 1.

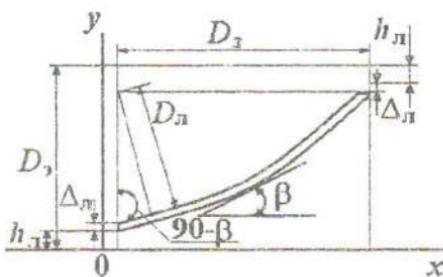


Рис.1 - Расчетная схема для определения геометрической формы вибролотка ВПМ с кольцевым эжекторным устройством

Уравнение криволинейной образующей поверхности вибролотка определяется по формуле, приведенной в работах [1,2] и, с учетом рис. 1, имеющий вид:

$$y = 0,3x^4 + 0,7x^2. \quad (1)$$

Конфигурация (геометрическая форма) вибролотка определяется углом его установки и диаметром проходного сечения эжектора в свету, однако его кривизна должна соответствовать соотношению (1). На рис.1 представлена расчетная схема для определения геометрической формы вибролотка ВПМ с кольце-

вым эжекторным устройством, согласно которой горизонтальный размер вибролотка меняется в пределах от 0 до D_3 , равного

$$D_3 = [D_3 - (\Delta_\lambda + h_\lambda)] \operatorname{ctg} \beta,$$

где D_3 – минимально возможный диаметр загрузочного окна ВПМ (приемного бункера); D_3 – диаметр проходного сечения кольцевого эжектора; Δ_λ – толщина стенки вибролотка; h_λ – ширина зазора между вибролотком и кольцевым эжектором; β – угол наклона вибролотка к горизонту.

Рабочие характеристики вибролотка зависят от выбора параметров колебаний рабочего органа и подбора основных элементов колебательной системы по заданным исходным данным [3-5]. В этих работах приведены зависимости, по которым можно рассчитать параметры колебаний рабочего органа – амплитуду и частоту колебаний, скорость вибротранспортирования, параметры упругой системы вибролотка, его колеблющуюся массу и потребляемую мощность привода лотка.

Исходными данными для расчета рабочих характеристик вибролотка являются требуемая производительность ВПМ, объемная плотность, максимальный размер куска и угол естественного откоса транспортируемого материала, пла-нируемый режим работы лотка, определяемый коэффициентом режима, угол наклона лотка к горизонту и угол направления вибрации.

Поскольку вибролоток ВПМ с кольцевым эжекторным устройством предназначен для интенсификации доставки закладочного материала в рабочую зону кольцевого эжектора с минимально возможными просыпями материала, то оптимальной его геометрической формой внутри кольцевого эжекторного устройства будет труба круглого сечения. Теоретическая площадь поперечного сечения слоя транспортируемого вибролотком материала в кольцевом эжекторном устройстве будет равна:

$$F_T = \frac{\pi D_\lambda^2}{4}, \quad (2)$$

где F_T – теоретическая площадь поперечного сечения слоя транспортируемого материала; D_λ – диаметр проходного сечения вибролотка.

Согласно общепринятыму положению для транспортирования кусковых материалов по трубопроводным системам [1,6,7] для диаметра проходного сечения вибролотка необходимо выполнение условия:

$$D_\lambda = (2,5 \div 3)d_{\max}, \quad (3)$$

где d_{\max} – максимальный размер фракции транспортируемого материала.

Тогда, согласно схеме, представленной на рис. 1, диаметр проходного сечения эжектора в свету D_3 будет равен:

$$D_3 = \frac{D_{\Delta}}{\cos \beta} + 2(\Delta_{\Delta} + h_{\Delta}) .$$

Производительность ВПМ, которую должен обеспечивать вибролоток, определяется с учетом равенства (2) по следующему соотношению:

$$Q_2^m = c_n F_T \rho_m v_{b,cr} = \frac{c_n \pi D_{\Delta}^2 \rho_m v_{b,cr}}{4}, \quad (4)$$

где Q_2^m – массовый расход транспортируемого материала; c_n – коэффициент производительности, величина которого зависит от степени использования проходного сечения грунтонесущего элемента и угла естественного откоса транспортируемого материала; ρ_m – плотность перемещаемого материала; $v_{b,cr}$ – осредненная скорость движения материала на вибрационном участке в зоне загрузки.

Значения коэффициента производительности для транспортируемых материалов с различными углами естественного откоса в движении π приведены в работе [8]. На рис. 2 приведены: зависимость коэффициента производительности от угла естественного откоса в движении, построенная по приведенным в этой работе данным, линия тренда, спрогнозированная на 20 единиц вперед, аппроксимирующее уравнение и величина достоверности аппроксимации.

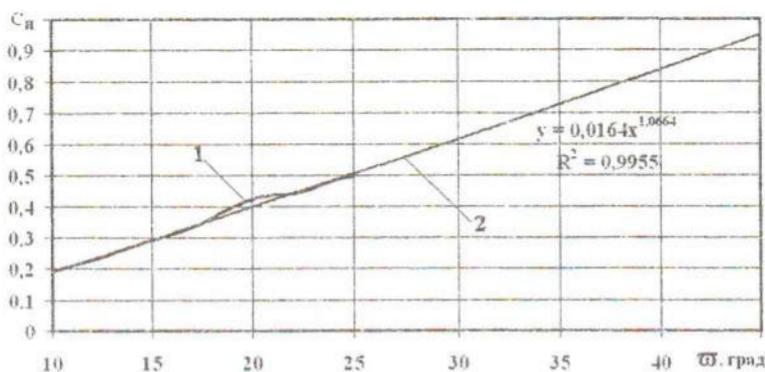


Рис. 2 - Зависимость коэффициента производительности от угла естественного откоса в движении: 1-существующая зависимость; 2-линия тренда

Учитывая приведенные на рис. 2 зависимости, с погрешностью, не превышающей 10%, для расчета коэффициента производительности можно использовать следующее равенство:

$$c_{\Pi} = 0,0164 \bar{w}^{1,0664}. \quad (5)$$

Используя соотношения (4) и (5), можно получить выражение для определения осредненной по площади скорости вибротранспортирования закладочного материала:

$$v_{B,cr} = \frac{4Q_2^m}{0,0164 \bar{w}^{1,0664} \pi D_{\Pi}^2 \rho_m}.$$

Для определения рационального диаметра транспортного трубопровода ВПМ обычно используют одну из двух формул, приведенных в работах [1,6,9]:

$$D_{Tp}^p = K_1 \left(\frac{1 + \mu^V}{C \sqrt{\mu^V (a^*)^2 (1 - 1/a^*)}} Q_2^V \right)^{2/5}; \quad (6)$$

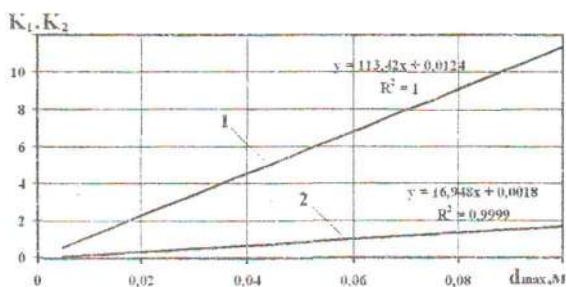
$$D_{Tp}^p = K_2 (Q_2^V)^{2/5}, \quad (7)$$

где D_{Tp}^p – рациональный диаметр транспортного трубопровода; K_1 – эмпирический коэффициент, принимаемый $K_1=1,076$; $a^* = \rho_m / \rho_L$ – отношение объемной плотности транспортируемого материала к истинной плотности воздушной среды; при нормальных условиях; C – эмпирический коэффициент, находящийся в диапазоне $0,1+0,35$; K_2 – эмпирический коэффициент, принимаемый $K_2=0,635$.

Однако, зависимости (6) и (7) не учитывают крупность фракций транспортируемого материала. Поэтому при транспортировании ВПМ крупнокусковых закладочных материалов, вычисленный по формулам (6) или (7) рациональный диаметр транспортного трубопровода, необходимо проверять на пропускную способность в соответствии с условием, приведенным в работах [1, 6-10], и аналогичном равенству (3). Такой подход к определению рационального диаметра транспортного трубопровода ограничивает область применения формул (6) и (7) и их применение теряет смысл, так как основная роль при этом отводится условию пропускной способности транспортного трубопровода. В связи с этим для нахождения значения рационального диаметра транспортного трубопровода предлагается в формулы (6) и (7) ввести зависимость коэффициентов K_1 и K_2 от максимального размера фракции транспортируемого материала.

На рис. 3 приведены зависимости, линии тренда и параметры аппроксимации эмпирических коэффициентов K_1 и K_2 от максимального размера фракции транспортируемого материала, полученные с условием того, что значения ра-

ционального диаметра транспортного трубопровода, полученные по формулам (6) и (7), обеспечивают пропускную способность трубопровода $D_{\text{tp}}^P = 2,5d_{\max}$.



1 - зависимость и линия тренда коэффициента K_1 от максимального размера фракции транспортируемого материала; 2 - зависимость и линия тренда коэффициента K_2 от максимального размера фракции транспортируемого материала

Рис. 3 - Зависимости, линии тренда и параметры аппроксимации эмпирических коэффициентов K_1 и K_2 от максимального размера фракции транспортируемого материала

Используя результаты, представленные на рис. 3, для определения рационального диаметра транспортного трубопровода ВПМ с учетом обеспечения его пропускной способности предлагаются зависимости, уточняющие формулы (6) и (7) условием $D_{\text{tp}}^P = 2,5d_{\max}$ и расширяющие область применения этих зависимостей:

$$D_{\text{tp}}^P = (113,42d_{\max} + 0,0124) \left(\frac{1 + \mu^V}{C \sqrt{g \mu^V (a^*)^2 (1 - 1/a^*)} Q_2^V} \right)^{2/5}; \quad (8)$$

$$D_{\text{tp}}^P = (16,948d_{\max} + 0,0018) (Q_2^V)^{2/5}. \quad (9)$$

Используя одно из соотношений (8) или (9) из реально существующего и применяемого на практике сортамента труб, соответствующего ГОСТа или ТУ, выбирается истинный диаметр транспортного трубопровода $D_{\text{tp}}^H \geq D_{\text{tp}}^P$.

Эффективность работы ВПМ с кольцевым эжекторным устройством существенно зависит от характера и способа соединения кольцевого эжектора и транспортного трубопровода. Это связано с тем, что дополнительное гидравлическое сопротивление на этом участке (разгонный участок или участок стабилизации) ведет к снижению или прекращению процесса эжекции атмосферного

воздуха через загрузочный бункер и образованию обратных потоков аэросмеси. С учетом этого рекомендуется выбирать значения истинного диаметра транспортного трубопровода из условия $D_{tp}^u \geq D_{tp}^p \geq 1,2D_s$.

Основными конструктивными параметрами самого кольцевого эжектора ВПМ, общий вид которого представлен на рис. 4, являются ширина h , длина l_c и угол раскрытия ϕ_c кольцевой щели эжектора, ширина критического сечения кольцевой щели h_{kp} и длина l_p расширяющейся части эжектора, параметры нагнетательной камеры эжектора h_k , l_k и h_c и диаметр подводящего трубопровода $D_{под}$.

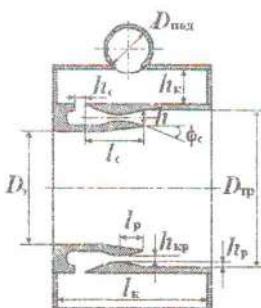


Рис. 4 - Общий вид кольцевого эжекторного устройства BPM

Ширина кольцевой щели эжекторного устройства BPM (см. рис. 4) определяется по уравнению, приведенному в работах [2,11]:

$$h = \frac{D_{tp}^u}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_{tp}^u}{2}\right)^2 - \frac{S_c}{\pi}}, \quad (10)$$

где h - ширина кольцевой щели эжекторного устройства; S_c - площадь поперечного среза кольцевой щели эжектора.

Площадь поперечного среза кольцевой щели эжектора в общем случае определяется по уравнению [12]:

$$S_c = \frac{Q_{1,\Sigma}^V}{\sqrt{2 \frac{k-1}{k} \frac{p_K^{cr}}{p_c^{cr}} RT_c \left[1 - \left(\frac{p_c^{cr}}{p_K^{cr}} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right]}}, \quad (11)$$

где k – показатель адиабаты; $p_k^{\text{ст}}$ и $p_c^{\text{ст}}$ - статические давления газа в критическом сечении эжектора и смешанного потока; R - универсальная газовая постоянная; T_c - температура смешанного потока.

Учитывая симметричность кольцевой щели эжектора ВПМ, величина расширения кольцевой щели эжекторного устройства (см. рис. 4) определяется по формуле, аналогичной равенству (10):

$$h_p = \frac{1}{2} \left(\frac{D_{\text{tp}}^{\text{u}}}{2} - \sqrt{\left(\frac{D_{\text{tp}}^{\text{u}}}{2} \right)^2 - \frac{S_{\text{kp}}}{\pi}} \right), \quad (12)$$

где h_p - величина расширения кольцевой щели эжекторного устройства; S_{kp} - площадь критического сечения эжектора.

В общем случае максимальная степень расширения для расчетного режима адиабатного истечения определяется по уравнению [12]:

$$\left(\frac{S_c}{S_{\text{kp}}} \right)_{\max} = \sqrt{ \frac{\frac{k-1}{2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\left(\frac{p_c^{\text{ст}}}{p_k^{\text{ст}}} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_c^{\text{ст}}}{p_k^{\text{ст}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} }. \quad (13)$$

Решая совместно равенства (12) и (13), для максимальной степени расширения адиабатного истечения газа из эжектора, получим:

$$h_p = \frac{h}{2} \sqrt{ \frac{\left(\frac{p_c^{\text{ст}}}{p_k^{\text{ст}}} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_c^{\text{ст}}}{p_k^{\text{ст}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\frac{k-1}{2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}, \quad (14)$$

а ширина критического сечения кольцевой щели эжектора, учитывая ее симметричность (см. рис. 4) и равенство (14), будет равна:

$$h_{kp} = h - 2h_p = h \left(1 - \sqrt{ \frac{\left(\frac{p_c^{ct}}{p_k^{ct}} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_c^{ct}}{p_k^{ct}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\frac{k-1}{2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k-1}{k}}}} \right), \quad (15)$$

где h_{kp} - ширина критического сечения кольцевой щели эжектора.

Угол раскрытия кольцевой щели эжектора ВПМ выбирается из условия обеспечения минимальных потерь скорости истечения вследствие отклонения потока в выходном сечении от осевого направления $\phi_i = (u_{pac} - u_0)/u_{pac}$, где ϕ_i - потери скорости истечения; u_{pac} - скорость расширяющегося потока; u_0 - осевая скорость потока.

Значение угла раскрытия, согласно многочисленным экспериментальным данным [1,12], находится в пределах $2\phi_c = 6 \div 10^0$. Более точное его значение можно получить, принимая во внимание рис. 4, из формулы

$$\phi_c = \arccos \frac{u_0}{u_{pac}} = \arccos \frac{u_{pac} - u_{pac}\Phi_i}{u_{pac}} = \arccos(1 - \Phi_i), \quad (16)$$

где ϕ_c - угол раскрытия кольцевой щели эжектора ВПМ.

На рис. 5 представлена графическая зависимость угла раскрытия ϕ_c кольцевой щели эжектора ВПМ от потерь скорости истечения Φ_i , построенная по формуле (16), по которой можно выполнить анализ выбиравшегося угла раскрытия эжектора и оценить получаемые при этом потери эжектирующего потока.

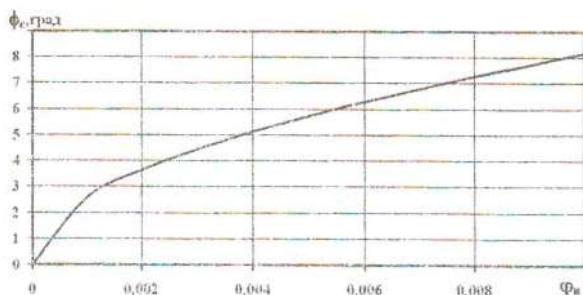


Рис. 5 - Зависимость угла раскрытия кольцевой щели эжектора ВПМ от потерь скорости истечения

Длина расширяющейся конической части кольцевого эжектора в зависимости от заданного угла раскрытия кольцевой щели, ширины критического и выходного сечений кольцевой щели определяется по выражению (см. рис. 4)

$$l_p = \frac{h - h_{kp}}{2 \operatorname{tg} \phi_c},$$

где l_p - длина расширяющейся конической части кольцевого эжектора или, с учетом равенств (15) и (16):

$$l_p = \frac{h}{2 \operatorname{tg} \arccos(1 - \varphi_B)} \left| \frac{\left(\frac{P_c^{cr}}{P_k^{cr}} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{P_c^{cr}}{P_k^{cr}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\frac{k-1}{2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \right|. \quad (17)$$

Поскольку длину входной части кольцевой щели эжектора, согласно [12], допускается не рассчитывать, то эта часть щели должна быть выполнена с возможно плавным закруглением на входе с рекомендуемой длиной $l_c = (1,2 \div 1,5) l_p$, где l_c - длина входной части кольцевой щели эжектора ВПМ.

Округление расчетной длины и площади выходного сечения щели необходимо производить в сторону уменьшения с целью предотвращения уплотняющего удара, вызванного увеличением степени расширения.

Параметры нагнетательной камеры эжектора h_k, l_k и h_c (см. рис. 4) определяются из условия обеспечения постоянства скорости и давления при поступлении газа из нагнетательной камеры эжектора в диффузорную часть его кольцевой щели. Тогда ширина выходной щели нагнетательной камеры будет определяться из равенства $\pi D_{tp}^H h_c = S_{kp}$. С учетом равенств (11) и (13) имеем:

$$h_c = \frac{Q_{l,\Sigma}^V}{\pi D_{tp}^H (k-1)} \sqrt{\frac{k}{\left(\frac{P_c^{cr}}{P_k^{cr}} \right)^{\frac{k-2}{k}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} R T_c}}, \quad (18)$$

где h_c - ширина выходной щели нагнетательной камеры.

Длина нагнетательной камеры эжектора (см. рис. 4) выбирается из условия $l_k = (1,2 \div 1,5)(l_c + h_c)$, где l_k - длина нагнетательной камеры эжектора ВПМ.

Ширина нагнетательной камеры эжектора ВПМ определяется из равенства $l_k h_k = S_{kp}$ по формуле, аналогичной равенству (18):

$$h_k = \frac{Q_{1,\Sigma}^V}{l_k(k-1)} \sqrt{\left(\frac{p_c^{ct}}{p_k^{ct}} \right)^{\frac{k-2}{k}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} R T_c}, \quad (19)$$

где h_k - ширина нагнетательной камеры эжектора ВПМ.

Округление расчетных параметров нагнетательной камеры эжектора h_k , l_k и h_c необходимо производить в сторону увеличения с целью торможения потока на входе в кольцевую щель эжектора и повышения в ней давления.

Рациональный диаметр воздухоподводящего трубопровода выбирается из условия равенства площадей проходного сечения этого трубопровода и проходного сечения нагнетательной камеры эжектора для обеспечения минимальных потерь на преодоление гидравлических сопротивлений.

С учетом этого $D_{\text{под}}^p = \sqrt{\frac{4l_k h_k}{\pi}}$, где $D_{\text{под}}^p$ - рациональный диаметр подводящего трубопровода ВПМ.

Рассчитанный таким образом диаметр подводящего трубопровода служит основанием для выбора из реально существующего и применяемого на практике сортамента труб, соответствующего ГОСТа или ТУ, истинного диаметра подводящего трубопровода $D_{\text{под}}^i \leq D_{\text{под}}^p$.

Максимальное значение расхода газа при истечении из насадок и щелей, согласно [12], достигается при условии $\frac{p_c^{ct}}{p_k^{ct}} = 0,528$, а процесс пневмотранспортирования согласно работам [1, 2, 6-10] можно считать изотермическим.

Следовательно, для сжатого воздуха ($k=1,4$; $R=287,14 \text{ Дж/(кг·град)}$) со средней температурой, равной $T_c=293^\circ\text{K}$, при условии обеспечения максимального расхода истечения сжатого воздуха из кольцевого эжектора ВПМ зависимости (11), (13)-(15), (17)-(19) при расчете основных конструктивных параметров эжекторного устройства ВПМ примут более простой вид, удобный для инженерных расчетов.

В некоторых случаях, обусловленных сложностью технологического изготовления эжекторного устройства, кольцевая щель которого по плоскости сечения имеет форму сопла Лаваля (общий вид этого устройства представлен на рис. 4), применяют упрощенную конструкцию кольцевого эжектора, общий вид которого представлен на рис. 6.

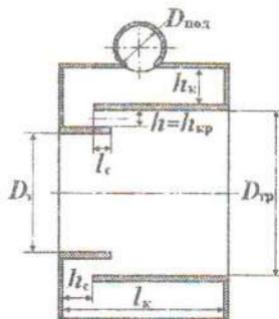


Рис. 6 - Общий вид упрощенной конструкции кольцевого эжекторного устройства ВПМ

В этом случае принимается $h=h_{kp}$, угол раскрытия $\phi_c=0$, и, соответственно, длина расширяющейся конической части кольцевой щели эжектора $l_p=0$. Длину кольцевой щели рекомендуется выбирать в диапазоне $l_c=(20+25)=h$. Условие обеспечения максимального расхода при истечении будет иметь вид равенства $p^{cr}_c/p^{cr}_m=0,528$, где p^{cr}_m – давление сжатого воздуха в подающей магистрали. Принимая $p^{cr}_c=0,1$ МПа, получим условие наиболее эффективного использования ВПМ с кольцевым эжекторным устройством: $p^{cr}_m \geq 0,2$ МПа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Потураев В.Н., Волошин А.И., Пономарев Б.В. Вибрационно-пневматическое транспортирование сыпучих материалов. – К.: Наук. думка, 1989. – 248 с.
2. Механика вибрационно-пневматических машин эжекторного типа / Потураев В.Н., Булат А.Ф., Волошин А.И., Пономаренко С.Н., Волошин А.А. - К.: Наукова думка, 2001. – 176 с.
3. Потураев В.Н., Франчук А.П., Надутый В.П. Вибрационная техника и технология в энергоемких производствах. – Днепропетровск: НГА Украины, 2002.–186 с.
4. Потураев В.Н., Франчук В.П., Червоненко А.Г. Вибрационные транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1964. – 310 с.
5. Вибрационные машины для выпуска и доставки руды / Потураев В.Н., Дырда В.И., Авдеев О.К. и др. – К.: Наук. думка, 1981. – 152 с.
6. Смоловырев А.Е. Трубопроводный транспорт. – М.: Недра, 1980. – 293 с.
7. Урбан Я.Б. Пневматический транспорт. – М.: Машиностроение, 1967. – 252 с.
8. Григорьев В.Н. Дьяков В.А., Пухов Ю.С. Транспортные машины и комплексы подземных разработок. М.: Недра, 1976. – 399 с.
9. Смоловырев А.Е. Гидро- и пневмотранспорт в металлургии. – М.: Металлургия, 1985. – 280 с.
10. Гастерштадт И.А. Пневматический транспорт. – Л.: Изд. Сев.-Зап. обл. промбюро ВСНЭ. 1927.–119 с.
11. Некоторые вопросы расчета основных конструктивных параметров эжекторных вибрационно-пневматических машин / В.Н. Потураев, А.И. Волошин, С.Н. Пономаренко // Теория механизмов и машин. – Харьков. №44, – С.130 – 136.
12. А.И. Карабин Сжатый воздух. – М.: Машиностроение, 1964. – 345 с.