

DOI: 10.12737/article\_590878fbca7829.81497899

Шаптала В.Г., д-р техн. наук, проф.,  
Шаптала В.В., канд. техн. наук, доц.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ  
АСПИРАЦИЕЙ ЦЕМЕНТНОЙ МЕЛЬНИЦЫ

ShaptalaVadim@yandex.ru

*Разработана математическая модель системы аспирации цементной мельницы, которая может быть использована для ее расчета и при создании автоматизированных систем управления.***Ключевые слова:** цементная мельница, аспирация, математическая модель, управление.

**Введение.** Технологическая аспирация цементных мельниц является важным условием увеличения их производительности, снижения удельных энергозатрат и повышения качества цемента [1]. В связи с модернизацией цементных заводов и переводом мельниц в замкнутый цикл повышаются требования к эффективности работы их аспирационных систем. При расчете и проектировании систем аспирации необходимо учитывать аэродинамическое сопротивление мельницы и других элементов аспирационного тракта, температуру и запыленность отсасываемого воздуха, подсосы наружного воздуха, характеристику аспирационного вентилятора и другие особенности процесса аспирации. Влияние этих факторов на режим аспирации исследовалось в ряде работ [2–6], однако методы

комплексного аэродинамического расчета систем аспирации остаются недостаточно разработанными. В связи с этим подбор аспирационных вентиляторов и режимов их работы, как правило, ведется без должного обоснования, что приводит к перерасходу электроэнергии и снижению эффективности аспирации. Для разработки методов расчета и управления системой аспирации необходимо создание ее математической модели, связывающей между собой конструктивно-режимные параметры системы с управляющими факторами [7].

**Основная часть.** Аэродинамика основного элемента аспирационного тракта – мельницы (рис. 1) осложняется рядом особенностей, которые носят недетерминированный характер.

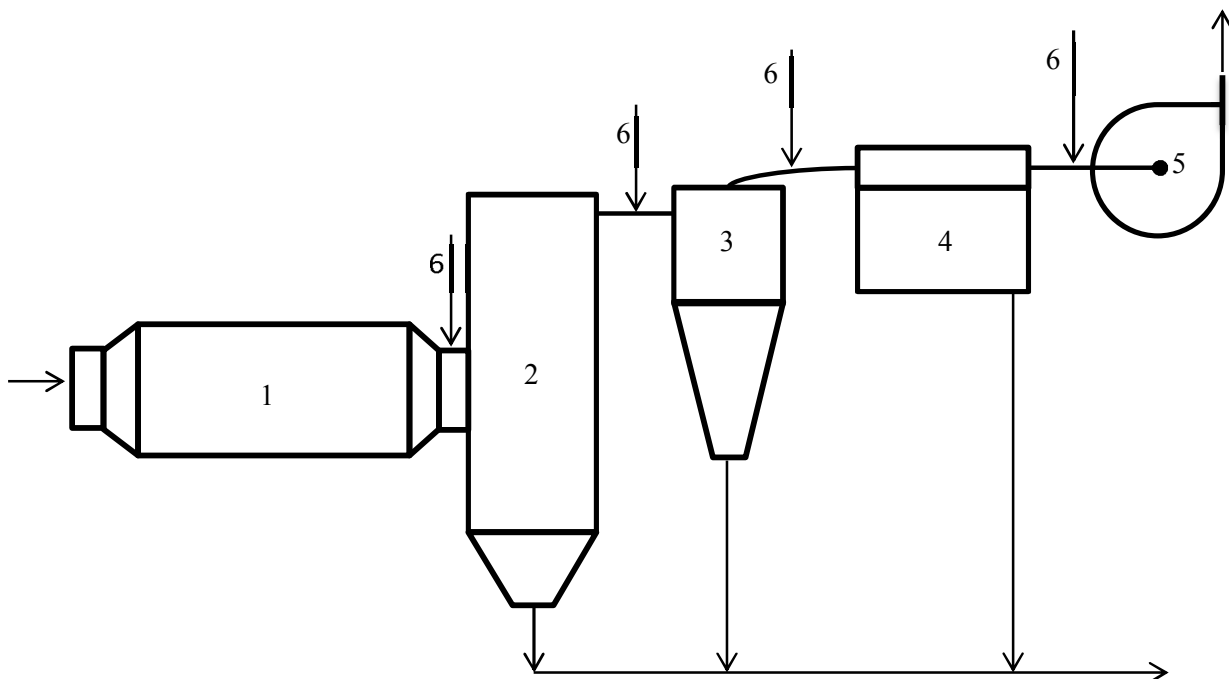


Рис. 1. Схема аспирационного тракта (1 – мельница, 2 – аспирационная шахта, 3 – группа циклонов, 4 – рукавный фильтр, 5 – аспирационный вентилятор, 6 – места подсосов наружного воздуха)

Так, щели межкамерных перегородок, которые вносят существенный вклад в сопротивление мельницы, случайным образом перекрываются мелющими телами и забиваются измель-

чаемым материалом, а параметры аспирационного воздуха (температура, запыленность, влажность), которые также влияют на сопротивление

мельницы, сложным и практически непредсказуемым образом меняются вдоль мельницы.

Поэтому зависимость сопротивления мельницы  $\Delta P_0$  от массового расхода проходящего через нее аспирационного воздуха  $G_0$  целесообразно определять используя понятие эквивалентного отверстия [8], т.е. круглого отверстия в тонкой стенке, имеющего при тех же условиях сопротивление, равное сопротивлению мельницы:

$$\Delta P_0 = \frac{\rho_{см} G_0^2}{2\mu^2 \rho_0^2 A^2}. \quad (1)$$

Здесь  $\rho_{см} = \rho_0 + Z_0$ ,  $\rho_0 = b/T_0$  – плотность воздуха, просасываемого через мельницу,  $T_0$  – его средняя абсолютная температура,  $b = PM/R$ ,  $P = 101325$  Па,  $M = 0,029$  кг/моль,  $R = 8,314$  Дж/(моль·К),  $b = 353,4$  кг·К/м<sup>3</sup>,  $Z_0$  – средняя по мельнице концентрация взвешенной пыли,  $A$  – площадь эквивалентного отверстия,  $\mu = 0,65$  – коэффициент расхода через него [9]. Величина  $A$  может быть найдена в результате аппроксимации полученной опытным путем зависимости  $\Delta P_0$  от  $G_0$  функцией:

$$\Delta P_0 = k_M G_0^2 \quad (2)$$

По найденному методом наименьших квадратов (МНК) значению параметра  $k_M$  площадь эквивалентного отверстия мельницы определяется соотношением:

$$A = \frac{1}{\mu \rho_0} \sqrt{\frac{\rho_{см}}{2k_M}} \quad (3)$$

Для мельниц размерами  $3 \times 14$  м  $A = 0,15 \dots 0,19$  м<sup>2</sup> [9]

Соотношение (1) для аэродинамического сопротивления мельницы может быть представлено в виде:

$$\Delta P_0 = a_0 G_0^2, \quad (4)$$

где

$$a_0 = 9,48 \cdot 10^{-6} \frac{(b + Z_0 T_0) T_0}{A^2}. \quad (5)$$

В производственных условиях аспирация цементных мельниц сопровождается значительными подсосами наружного воздуха в местах соединения элементов аспирационного тракта. Так, перед аспирационной шахтой расход подсосываемого воздуха может составлять  $G_1 \geq 0,5G_0$ , перед циклонами –  $G_1 \geq 0,15G_0$ , перед фильтром  $G_3 \geq 0,08G_0$  и перед вентилятором  $G_y \geq 0,27G_0$ . Суммарный подсос может превышать расход просасываемого через мель-

ницу воздуха в несколько раз [10]. Количество наружного воздуха, подсосываемого через неплотности  $i$ -го сопряжения аспирационного тракта зависит от площади этих неплотностей  $F_i$ , разрежения в месте их расположения  $\Delta P_i$  и плотности наружного воздуха  $\rho = b/T$ :

$$G_i = F_i \sqrt{\frac{2\rho \Delta P_i}{\zeta_n}}, \quad (6)$$

где  $T$  – температура наружного воздуха,  $\zeta_n = 2,75$  – коэффициент местного сопротивления щелевидного отверстия при наличии проходящего потока [11].

Подсосы приводят не только к увеличению расхода аспирационного воздуха, но и к снижению его температуры и запыленности. Влияние изменений этих параметров необходимо учитывать при определении сопротивлений элементов аспирационного тракта. Температура и объемный расход пылевоздушной смеси в аспирационной шахте определяется соотношениями:

$$T_a = \frac{G_0 T_0 + G_1 T_1}{G_0 + G_1},$$

$$Q_a = \frac{(G_0 + G_1) T_a}{b} = \frac{G_0 T_0 + G_1 T_1}{b}. \quad (7)$$

Запыленный воздушный поток, поступающий в аспирационную шахту, дополнительно захватывает с собой часть выгружаемого из мельницы цемента, поэтому его начальная запыленность  $Z_1$  значительно превосходит концентрацию пыли на выходе из мельницы и может достигать  $330 \dots 770$  г/м<sup>3</sup> [12]. Концентрация пыли на выходе аспирационной шахты определяется массовым расходом пылеуноса  $G_y$ , который зависит от расхода аспирационного воздуха  $G_0$  и достигает для мельниц открытого цикла измельчения от 2 до 5% производительности мельницы  $G_M$  [13]. Полагая эту зависимость в интервале  $1 < G_0 < 9$  кг/с линейной, получим

$$p = k_y G_0 + B, \quad (8)$$

где  $p = G_y/G_M$  – относительная доля пылеуноса, параметры  $k_y$  и  $B$  определяются в результате обработки опытных данных.

Эффективность пылеосаждения в аспирационной шахте, происходящего в результате интенсивной коагуляции и седиментации укрупненных частиц, достигает 90%. В этом случае входная  $Z_1$  и выходная  $Z_2$  концентрации цементной пыли в аспирационной шахте связаны соотношением  $Z_1 = 9Z_2$ , а для средней концентрации пыли получим:  $Z_{cp} = (Z_1 + Z_2)/2 = 5Z_2$ , где

$$Z_2 = \frac{G_y}{Q_a} = \frac{b(K_y G_0 + B)G_M}{G_0 T_0 + G_1 T} \quad (9)$$

Аэродинамическое сопротивление аспирационной шахты  $\Delta P_a$  обусловлено поворотом и расширением аспирационного потока в разгрузочном устройстве мельницы, весом выносимой пыли, разностью температур аспирационного и наружного воздуха, а также сужением потока аспирационного воздуха при его входе в группу циклонов

$$\begin{aligned} \Delta P_a = & \frac{\zeta_p T_0^2 G_0^2}{2F_p^2 b} \left( \frac{1}{T_0} + \frac{9(K_y G_0 + B)G_M}{G_0 T_0 + G_1 T} \right) + \\ & + gH_b \left( \frac{(k_y G_0 + B)G_M + G_0 + G_1}{G_0 T_0 + G_1 T} - \frac{1}{T} \right) + \\ & + \frac{\zeta_{\text{ex}}}{2F_a^2 b} (G_0 + G_1 + G_M (k_y G_0 + B))(G_0 T_0 + G_1 T). \end{aligned} \quad (10)$$

Здесь  $F_p$  – площадь свободного поперечного сечения разгрузочного устройства,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение силы тяжести,  $H, F_a$  – высота и площадь поперечного сечения аспирационной шахты;  $\zeta_p = 0,84$  и  $\zeta_{\text{ex}} = 15,5$  – коэффициенты местного сопротивления переходов из разгрузочного устройства в аспирационную шахту и из нее в группу циклонов.

В качестве первой ступени очистки аспирационного воздуха чаще всего используются группы циклонов ЦН–15 или ЦН–15у диаметром  $D_{\text{ц}} \geq 800 \text{ мм}$ . Коэффициент сопротивления группы таких циклонов с учетом запыленности аспирационного воздуха равен  $\zeta_{\text{ц}} = 178$ , а эффективность очистки достигает значения  $\eta_{\text{ц}} = 0,65..0,8$ , если скорость пылевоздушной смеси, отнесенная к площади поперечного сече-

$$\Delta P_{\text{ц}} = \frac{\zeta_{\text{ц}} U_{\text{онм}}^2 b}{2(G_0 T_0 + (G_1 + G_2)T)} (G_0 + G_1 + G_2 + 0,5(2 - \eta_{\text{ц}})(k_y G_0 + B)G_M) \quad (16)$$

Для второй ступени очистки аспирационного воздуха используются рукавные фильтры серий ФРКИ – 360 с производительностью до  $32400 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Сопротивление рукавного фильтра может составлять  $\Delta P_{\text{ф}} = 1200..1800 \text{ Па}$ , а эффективность достигает значений  $\eta_{\text{ф}} = 0,990...0,998$ .

Температура и запыленность аспирационного воздуха на входе в рукавный фильтр, которые снижаются из-за подсоса наружного воздуха в количестве  $G_3$ , могут быть найдены по формулам:

$$T_{\text{ф}} = \frac{G_0 T_0 + (G_1 + G_2 + G_3)T}{G_0 + G_1 + G_2 + G_3}, \quad (17)$$

ния цилиндрической части циклонов (условная скорость) близка к оптимальной  $U_{\text{онм}} = 3,5 \text{ м/с}$  [11]:

$$F_{\text{ц}} U_{\text{онм}} = \frac{G_0 T_0 + (G_1 + G_2)T}{b}, \quad (11)$$

где  $F_{\text{ц}} = n\pi D_{\text{ц}}^2/4$  – суммарная площадь поперечных сечений циклонов,  $n = 2..4$  – их число.

При заданном числе циклонов их диаметр определяются соотношением:

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{0,001(G_0 T_0 + (G_1 + G_2)T)}{n}}. \quad (12)$$

Сопротивление группы циклонов определяется формулой:

$$\Delta P_{\text{ц}} = \zeta_{\text{ц}} \frac{P_{\text{ц}} (G_0 + G_1 + G_2)}{2\rho_{\text{ц}}^2 F_{\text{ц}}^2}. \quad (13)$$

Здесь  $\rho_{\text{ц}} = \rho_{\text{ц}} + Z_{\text{цс}}$  – средняя плотность пылевоздушной смеси в циклонах,  $\rho_{\text{ц}} = b/T$ ,  $T_{\text{ц}}$  – плотность воздуха и его температура,  $Z_{\text{цс}}$  – средняя концентрация пыли в циклонах.

Соотношения для определения  $T_{\text{ц}}$  и  $Z_{\text{цс}}$  выводятся из уравнений теплового и материального баланса:

$$T_{\text{ц}} = \frac{G_0 T_0 + (G_1 + G_2)T}{G_0 + G_1 + G_2}, \quad (14)$$

$$Z_{\text{цс}} = \frac{0,5Z_2(2 - \eta_{\text{ц}})(G_0 T_0 + G_1 T)}{G_0 T_0 + (G_1 + G_2)T}. \quad (15)$$

С учетом условия (10) и соотношений (12, 13) формула для сопротивления группы циклонов принимает вид:

$$Z_{\text{ф1}} = \frac{G_M p b (1 - \eta_{\text{ц}})}{G_0 T_0 + (G_1 + G_2 + G_3)T}. \quad (18)$$

Заключительным элементом аспирационного тракта является вентилятор. Расход, температура и запыленность воздуха, выбрасываемого вентилятором в атмосферу с учетом подсосываемого им наружного воздуха  $G_4$ , можно рассчитать по формулам:

$$G_e = G_0 + G_n, \quad (19)$$

$$T_e = \frac{G_0 T_0 + G_n T}{G_e}, \quad (20)$$

$$Q_e = \frac{G_e T_e}{b}, \quad (21)$$

$$Z_e = \frac{bpG_m(1-\eta_n)G_M(1-\eta_\phi)}{G_oT_o + G_nT}, \quad (22)$$

где  $G_n = G_1 + G_2 + G_3 + G_4$  – полный расход под-сасываемого воздуха.

Вентилятор может использоваться в каче-стве управляющего элемента системы аспира-ции, поскольку при изменении частоты его вра-щения меняется объем подсосов и температура аспирационного воздуха, что наряду с частотой вращения влияет на режим работы вентилятора. Поэтому математическая модель системы управления аспирацией цементной мельницы должна включать в себя аналитическое выра-жение характеристики вентилятора с учетом ее

$$P_V = (-11,51G_e^2 + 194,73G_e + 1601,71) \left(\frac{n}{970}\right)^2 \left(\frac{473}{T_e}\right) \quad (24)$$

$$P_V = (-8,29G_e^2 + 211,68G_e + 1803,53) \left(\frac{n}{970}\right)^2 \left(\frac{473}{T_e}\right) \quad (25)$$

Потребляемую мощность вентилятора мож-но найти по формуле

$$N_e = \frac{Q_e P_V}{1000\eta(G_e)}, \text{ кВт}, \quad (26)$$

где  $\eta(G_e)$  – коэффициент полезного действия (КПД) вентилятора, зависящий от его произво-дительности. Эти зависимости для дымососов Д-12 и Д-15,5 можно аппроксимировать в сле-дующем виде:

$$\eta(G_e) = -0,005G_e^2 + 0,077G_e + 0,372 \quad (27)$$

$$\eta(G_e) = -0,001G_e^2 + 0,0243G_e + 0,494 \quad (28)$$

Систему аспирации цементной мельницы можно представить в виде сети, состоящей из пяти вложенных друг в друга и условно замкну-тых через внешнюю среду контуров (рис. 2).

В соответствии со вторым законом Кирхго-фа система уравнений, описывающая аспираци-онную сеть, имеет вид:

$$\begin{cases} \Delta P_0 + \Delta P_a + \Delta P_u + \Delta P_\phi = P_V \\ \Delta P_1 + \Delta P_a + \Delta P_u + \Delta P_\phi = P_V \\ \Delta P_2 + \Delta P_u + \Delta P_\phi = P_V \\ \Delta P_3 + \Delta P_\phi = P_V \\ \Delta P_4 = P_V \end{cases} \quad (29)$$

зависимости от частоты вращения и температу-ры отсасываемого воздуха [14]. В качестве тако-го выражения предлагается следующая аппрок-симация характеристик вентиляторов:

$$P_V = (AG_e^2 + BG_e + C) \cdot \left(\frac{n}{n_s}\right)^2 \cdot \left(\frac{T_s}{T}\right), \quad (23)$$

где  $n_s, T_s$  – частота вращения и абсолютная температура перемещаемого воздуха при стен-довых испытаниях вентилятора,  $n$  и  $T$  – рабочие значения этих параметров, значения коэффици-ентов  $A, B$  и  $C$  определяются в результате стати-стической обработки опытных характеристик вентиляторов [15].

Так, аппроксимации характеристик дымо-сосов Д-12 и Д-15,5, полученных при  $n_s = 970$  об/мин и  $T_s = 473$  К ( $t_s = 200$  °С), имеют вид:

где  $\Delta P_i, i = 1, 2, 3, 4$  – сопротивления неплотно-стей  $i$ -го сопряжения элементов аспирационно-го тракта:

$$\Delta P_i = a_i G_i, \quad (30)$$

где  $G_i$  – массовый расход наружного воздуха, проходящего через неплотности  $i$ -го сопряжения элементов аспирационного тракта,

$$a_i = \frac{\zeta_n T}{2bF_i^2} = 0,0039 \frac{T}{F_i^2} \quad (31)$$

Условие сохранения массового расхода ас-пирационного воздуха учитывалось при выводе соотношений для сопротивлений отдельных элементов системы аспирации.

Вычитая из первого уравнения системы (29) второе, а со второго – третье и т.д. приведем ее к следующему виду:

$$\begin{cases} \Delta P_0 - \Delta P_1 = 0 \\ \Delta P_1 - \Delta P_2 + \Delta P_a = 0 \\ \Delta P_2 - \Delta P_3 + \Delta P_u = 0 \\ \Delta P_3 - \Delta P_4 + \Delta P_\phi = 0 \\ \Delta P_4 - P_V = 0 \end{cases} \quad (32)$$

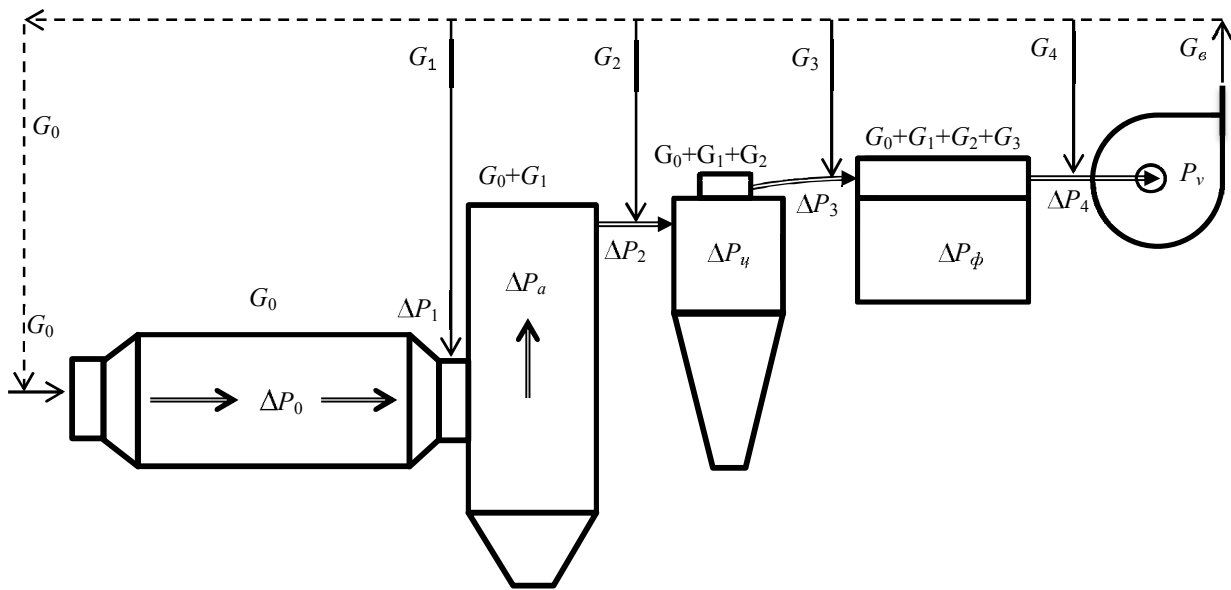


Рис. 2. Схема распределения воздушных (  $\longrightarrow$  ) и пылевоздушных (  $\longrightarrow$  ) потоков в системе аспирации цементной мельницы

Для численного решения системы уравнений (32) приведем ее к виду:

$$\begin{cases} a_0 G_0^2 - a_1 G_1^2 = 0 \\ a_1 G_1^2 - a_2 G_2^2 + \Delta P_a(G_0, G_1) = 0 \\ a_2 G_2^2 - a_3 G_3^2 + \Delta P_{\psi}(G_0, G_1, G_2) = 0 \\ a_3 G_3^2 - a_4 G_4^2 + \Delta P_{\phi} = 0 \\ a_4 G_4^2 - P_v(G_6) = 0 \\ G_0 + G_1 + G_2 + G_3 + G_4 - G_6 = 0 \end{cases} \quad (33)$$

Уравнения (31) связывают вычисляемые массовые расходы воздуха, проходящего через мельницу  $G_0$  и через неплотности аспирационного тракта (подсосы  $G_1-G_4$ ), с конструктивно-технологическими параметрами мельницы, аспирационного тракта и температурой внешнего воздуха. Эти уравнения вместе с соотношениями для сопротивлений элементов аспирационного тракта (4, 10, 15) и характеристикой вентилятора (22) составляют математическую модель системы аспирации. Путем численной реализации этой модели исследовалось влияние управляющих воздействий (изменения частоты вращения вентилятора, режима регенерации рукавного фильтра и других) с учетом возмущающих воздействий (изменений площади неплотностей и температуры воздуха в мельнице и снаружи) на характеристику аспирационного тракта и основные показатели аспирационного процесса: скорость воздушного потока внутри мельницы

$U_a$ , относительный уровень подсосов  $K_n = 100G_{\text{пр}}/G_0, \%$ , энергозатраты на работу вентилятора, температура запыленного воздуха, поступающего в циклоны и фильтр, запыленность аспирационных выбросов. Рассмотрим численную реализацию математической модели системы аспирации на примере мельницы открытого цикла измельчения размерами  $3 \times 14$  м. Производительность мельницы  $G_M = 43 \text{ т/ч} = 12 \text{ кг/с}$ , степень ее заполнения  $\varphi = 0.27$ , площадь эквивалентного отверстия  $A = 0,17 \text{ м}^2$ , площадь свободного сечения мельницы  $F_{\text{св}} = 4,66 \text{ м}^2$ , температура и запыленность аспирационного воздуха на выходе из мельницы  $T_0 = 110 \text{ }^\circ\text{C} = 383 \text{ K}$ ,  $Z_0 = 0,4 \text{ кг/м}^3$ ,  $k_y = 0,01$ ,  $B = -0,01$ ; концентрация пыли на входе в аспирационную шахту  $Z_1 = 0,7 \text{ кг/м}^3$ , а ее высота  $H = 14$  м, число циклонов  $n = 2$ , их эффективность  $\eta_{\psi} = 0,8$ ; сопротивление рукавного фильтра  $\Delta P_{\phi} = 1400 \text{ Па}$ , его эффективность  $\eta_{\phi} = 0.998$ , в качестве аспирационных вентиляторов рассматривались дымососы Д-12 и Д-15.5.

Наименее энергозатратная аспирация цементных мельниц возможна при полном отсутствии подсосов. Однако, характеристика герметизированного аспирационного тракта (рис. 3, 1) показывает, что поддерживать такой режим аспирации ( $U_a = 0,7 \text{ м/с}$ ,  $G_0 = 3 \text{ кг/с}$ ,  $Q_0 = 11,7 \text{ тыс. м}^3/\text{ч}$ ,  $P_v = 3100 \text{ Па}$ ,  $N_6 = 14,4 \text{ кВт}$  при  $\eta_6 = 0,7$ ) можно лишь с помощью вентиляторов высокого давления (разрежения).

В реальных условиях полное устранение подсосов практически невозможно, поскольку их влияние проявляется уже при площади всех щелей и неплотностей  $F \approx 0,025 \text{ м}^2$ . При наличии

подсосов характеристика аспирационного тракта становится более пологой (рис. 3, 2), что позволяет использовать в качестве аспирационных вентиляторы среднего давления.

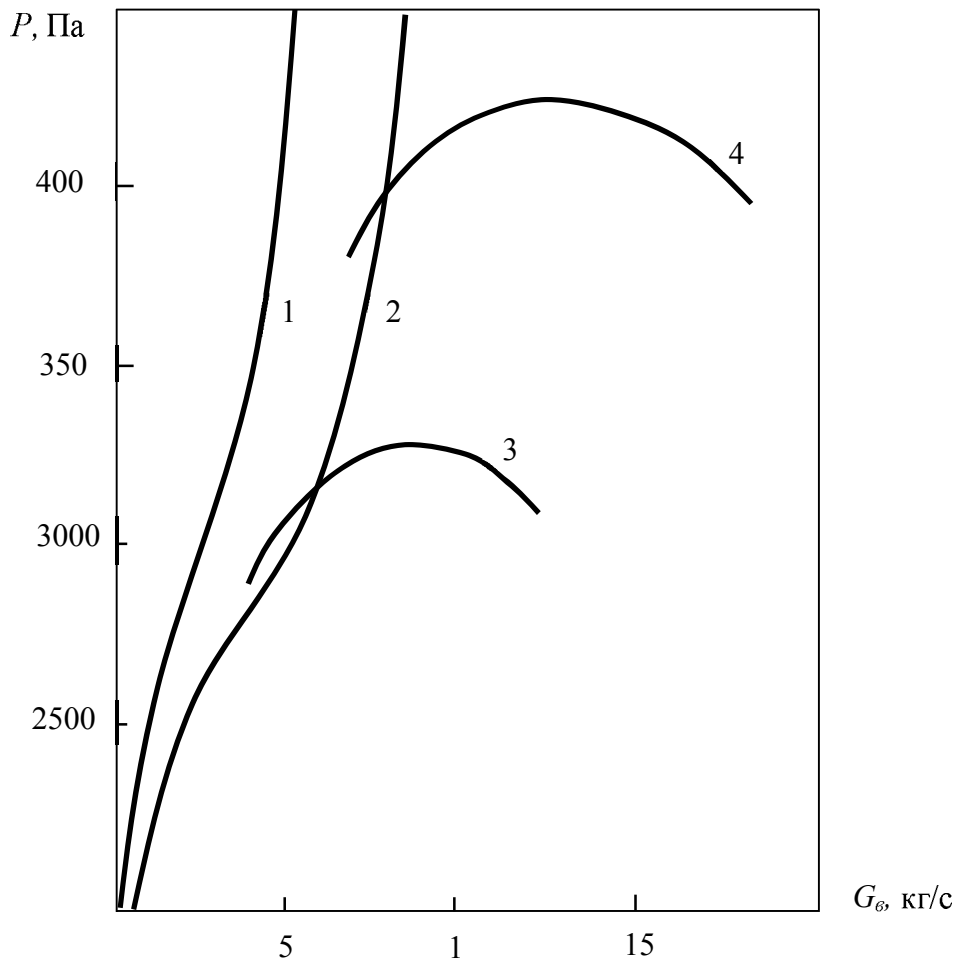


Рис. 3. Характеристики аспирационного тракта (1—без подсосов, 2—с подсосами,  $F = 0,076$ ) и вентиляторов (3 — Д-12,  $n = 970$  об/мин,  $t = 75$  °C, 4 — Д-15,5,  $n = 970$  об/мин,  $t = 77$  °C)

Так, в теплый период года ( $t=25$  °C) при общей площади неплотностей сопряжений аспирационного тракта  $F = 0,076 \text{ м}^2$  ( $F_1=0,05$ ,  $F_2=0,01$ ,  $F_3=0,003$  и  $F_4 = 0,014 \text{ м}^2$ ) с помощью дымососа Д-12 можно поддерживать режим аспирации (рис. 3) с параметрами:  $U_a = 0,7$  м/с,  $G_v = 5,17$  кг/с,  $Q_v = 18,3$  тыс.  $\text{м}^3/\text{ч}$ ,  $N_v = 25$  кВт,  $\eta_v = 0,64$ , коэффициент пылеуноса  $p = 0,02$ , относительный объем подсосов  $K_n = 71\%$ , температура воздуха, поступающего в циклоны и рукавный фильтр  $t_{ц} = 83$  °C,  $t_{ф} = 82$  °C, запыленность аспирационных выбросов  $Z_v = 19$  мг/м<sup>3</sup>. При понижении температуры наружного воздуха до 5 °C (холодный период года) уровень подсосов сохраняется, а интенсивность вентиляции мельницы и потребляемая вентилятором мощность повышаются ( $U_a = 0,76$  м/с,  $N_v = 27,2$  кВт). Снижение скорости вращения вентилятора на 15

об/мин. позволяет восстановить значения этих параметров. Рассмотренный режим работы системы аспирации для реальных производственных условий по-видимому является оптимальным. Широко распространенное применение в аналогичных условиях более мощного дымососа Д-15,5, сопровождаемое значительным увеличением объема подсасываемого воздуха и потребляемой вентилятором мощности (рис. 3), прежде всего обусловлено неудовлетворительным состоянием аспирационного тракта.

**Выводы.** 1. Необходимым условием снижение энергозатрат на аспирацию цементных мельниц является герметизация сопряжений элементов аспирационного тракта.

2. Для реализации энергосберегающего режима работы системы аспирации необходимо регулирование характеристики аспирационного вентилятора.

3. Разработанная математическая модель может быть использована для обоснованного подбора аспирационных вентиляторов, а также при разработке автоматизированных систем управления аспирацией цементных мельниц.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Богданов В.С., Несмеянов Н.П., Пироцкий В.З., Морозов А.И. Механическое оборудование предприятий строительных материалов. Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 1998. 180 с.
2. Пироцкий В.З., Богданов В.С., Севостьянов В.С. Аспирация цементных мельниц. М.: ВНИИЭСМ, 1984. Вып. 1. С. 1–51.
3. Крыхтин Г.С., Жарко В.И. Аэродинамика цементных мельниц. Научные сообщения НИИЦемент. Вып. 23. М. Стройиздат, 1968. С.42–46.
4. Минко В.А., Логачев И.Н. Расчет аспирации и систем ЦПУ. Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 1994. 53 с.
5. Шаптала В.Г. Математическое моделирование в прикладных задачах механики двухфазных потоков. Белгород: Изд-во БелГТАСМ. 1996. 102 С.
6. Логачев И.Н., Логачев К.И. Аэродинамические основы аспирации. С.-Пб.: Химия, 2005. 659с.
7. Рубанов В.Г., Филатов А.Г. Моделирование систем. Белгород: Изд-во БГТУ, 2006. 349 с.
8. Рудничная вентиляция. Справочник. Под ред. К.З. Ушакова. М.: Недра, 1988. 440 с.
9. Тиховидов Б.Д., Балера Н.Д. Выбор критерия аспирационных качеств трубной шаровой мельницы. Цемент. 1983. № 11. С. 14–16.
10. Сатарин В.И., Перли С.В. Движение и обеспыливание газов в цементном производстве. М. Госстройиздат. 1960. 265с.
11. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Машиностроение, 1975. 559 с.
12. Лапшин А.Б., Козико Г.Г., Мусатян С.А. Обеспыливание аспирационного воздуха цементных мельниц. Цемент. 1989. № 5. С. 20–21.
13. Аспирация цементных мельниц [Электронный ресурс] режим доступа: <http://ecologenergy.com> (дата обращения 29.01.2017)
14. Рубанов В.Г. Теория автоматического управления (математические модели, анализ и синтез линейных систем). Белгород: Изд-во БГТУ. 2009. 199 с.
15. Аэродинамические характеристики дымососов ВД и Д. [Электронный ресурс] режим доступа: <http://ventilator.spb.ru> (дата обращения 29.01.2017).

**Shaptala V. G., Shaptala V.V.**

### MATHEMATICAL MODEL OF CONTROL OF TECHNOLOGICAL ASPIRATION CEMENT MILL

*A mathematical model of aspiration system of cement mill, which can be used for its calculation and creation of automated control systems.*

**Key words:** *cement mill, aspiration, mathematical model, automatic control.*

**Шаптала Владимир Григорьевич**, доктор технических наук, профессор кафедры высшей математики. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова  
Адрес: Россия, 308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46.  
E-mail: zchs@intbel.ru

**Шаптала Вадим Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры информационных технологий. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова  
Адрес: Россия, 308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46.  
E-mail: zchs@intbel.ru