

тут технической теплофизики НАНУ. – Киев, 1992. – 17 с. – Деп. в УкрИНТЭИ 10.12.92. – № 1921.

4. П и с а р е в В. Е. Подготовка тепловлажностных параметров приточного воздуха в системах кондиционирования гипобарических хранилищ с использованием второй рециркуляции / Институт технической теплофизики НАНУ. – Киев, 1992. – 21 с. – Деп. в УкрИНТЭИ 6.01.93. – № 11.

Представлена кафедрой ТГС и В

Поступила 28.01.2002

УДК 628.112

## **МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ПРОМЫВНОГО ПОТОКА ПРИ ГАЗОИМПУЛЬСНОЙ РЕГЕНЕРАЦИИ НАПОРНЫХ ФИЛЬТРОВ**

**Канд. техн. наук, доц. ИВАШЕЧКИН В. В.,  
ассист. ДОБРИЯН Г. К., инж. ИВАШЕЧКИН П. В.**

*Белорусский национальный технический университет*

В Белорусском национальном техническом университете разработан способ регенерации напорных сетчатых фильтров, в котором загрязненное сетчатое полотно очищается импульсным обратным током воды, создаваемым при быстром вводе сжатого воздуха или сжигании газообразного топлива в рабочей камере, сообщающейся с полостью фильтра [1]. В [2] для описания неустановившегося движения жидкости в системе рабочая камера–фильтр–воздушный колпак было предложено нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами, которое решалось численными методами. Решение этого уравнения позволяет определить зависимость скорости промывного потока перед сеткой в функции времени  $v = f(t)$  и ускорения  $a = f(t)$ .

Расчеты [2] показывают, что промывная скорость возрастает во времени, достигает максимального значения  $v_{\max}$  и убывает до нуля, затем меняет знак и в системе возникают затухающие колебания (рис. 1). Однако в реальной схеме очистки их избегают, открывая сбросной клапан для удаления загрязнений.

Наибольший практический интерес при расчете энергетических и кинематических параметров системы очистки напорных фильтров представляет процесс нарастания скорости промывного потока от 0 до  $v_{\max}$  (процесс разгона), так как этот отрезок движения характеризуется наибольшими энергией жидкости, ускорением  $a$  (рис. 1) и эффективностью промывки фильтра.

В статье ставится задача нахождения расчетных формул для приближенного определения скорости промывного потока на стадии его разгона в функции расстояния  $v = f(x)$ .

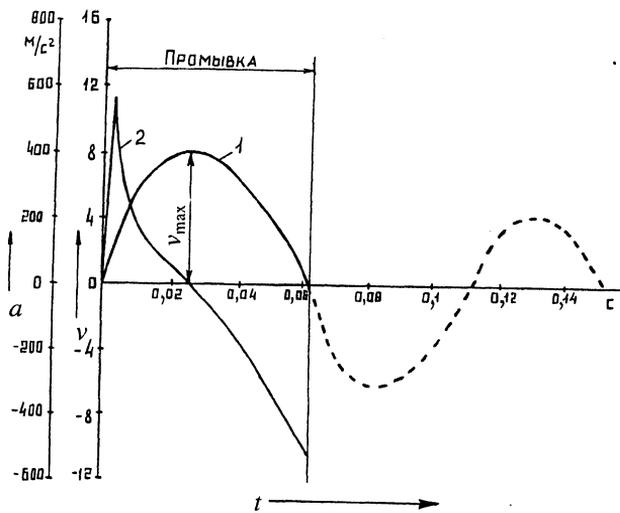


Рис. 1. Расчетные значения зависимости скорости  $v$  и ускорения  $a$  промывного потока перед сеткой от времени  $t$ : 1 -  $v = f(t)$ ; 2 -  $a = f(t)$

Расчетная схема представлена на рис. 2.

Пусть в рабочую камеру ввели сжатый газ, который в начальный момент времени имеет давление  $p_{p.k} = k p_0$ , где  $p_0$  - начальное давление в жидкости на уровне плоскости 0-0;  $k$  - степень сжатия газа.

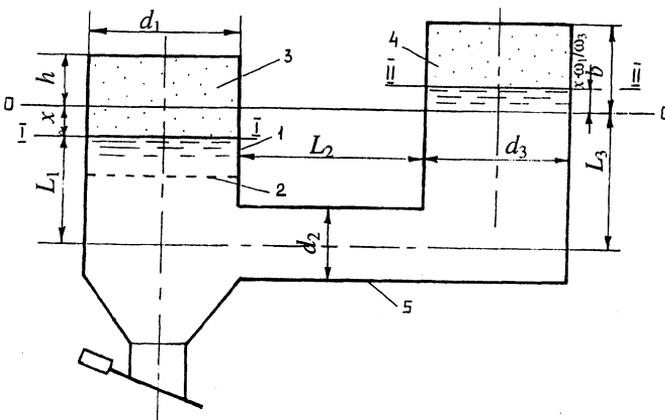


Рис. 2. Расчетная схема: 1 - корпус; 2 - фильтрующее полотно; 3 - рабочая камера; 4 - воздушный колпак; 5 - патрубок

Поскольку сжатый газ имеет избыточное давление, он расширится, перемещая жидкость в сторону воздушного колпака, в котором происходит повышение давления.

Для расчета неустановившегося движения примем следующие допущения: жидкость и стенки трубопроводов несжимаемы; давление газа в рабочей камере и сжатого воздуха в колпаке изменяется по адиабате; потери напора при движении жидкости рассчитываются по квазистационарным значениям коэффициентов гидравлического сопротивления, причем ско-

рость  $v_y$  жидкости на данном пути  $x$  рассчитывается по уравнению Д. Бернулли с учетом изменения давления в рабочей камере. Общее уравнение движения жидкости имеет вид [2]

$$\sum_{i=1}^3 m_i \frac{d^2 x}{dt^2} = P_{p.k} - P_{в.к} - \sum R - G, \quad (1)$$

где  $\sum_{i=1}^3 m_i \frac{d^2 x}{dt^2} = \rho \omega_1 \left[ L_1 + L_2 + L_3 + x \left( \frac{\omega_1}{\omega_3} - 1 \right) \right] \frac{d^2 x}{dt^2}$  – суммарная сила инерции

жидкости;  $P_{p.k} = k p_0 \frac{h^n}{(h+x)^n} \omega_1$  – сила давления в рабочей камере;

$P_{в.к} = p_0 \left[ \frac{b}{b - x \left( \frac{\omega_1}{\omega_3} \right)} \right]^{n_1} \omega_1$  – сила давления со стороны воздушного колпака;

$\sum R = \rho \omega_1 \frac{\zeta_{снст}}{2} v_y^2$  – равнодействующая сил сопротивления.

Здесь

$$\zeta_{снст} = \left[ \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} + \frac{\zeta_c}{A^2} + \left( \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} + \zeta_n \right) \left( \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 + \left( \lambda_3 \frac{L_3}{d_3} + \zeta_n \right) \left( \frac{\omega_1}{\omega_3} \right)^2 \right]; \quad (2)$$

$G = \rho g \omega_1 \left( 1 + \frac{\omega_1}{\omega_3} \right) x$  – равнодействующая сил тяжести.

В (1), (2) приняты традиционные буквенные обозначения:  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;  $\zeta_{снст}$ ,  $\zeta_n$ ,  $\zeta_c$  – то же сопротивления соответственно системы, поворота, сетки;  $\omega$  – площадь сечения;  $A$  – коэффициент живого сечения сетки;  $n$ ,  $n_1$  – показатели адиабаты газа и воздуха.

После подстановки этих выражений в исходное уравнение (1), пренебрегая  $x \left( \frac{\omega_1}{\omega_3} - 1 \right)$  из-за его малости (а также в тех случаях, когда  $\omega_1 = \omega_3$ ) и введя обозначение  $L = L_1 + L_2 + L_3$ , получим

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = k \frac{p_0}{\rho L} \frac{h^n}{(h+x)^n} - \frac{p_0 b^{n_1}}{\rho L \left[ b - x \left( \frac{\omega_1}{\omega_3} \right) \right]^{n_1}} - \frac{\zeta_{снст}}{2L} v_y^2 - \frac{g \left( 1 + \frac{\omega_1}{\omega_3} \right) x}{L}. \quad (3)$$

Учитывая, что  $v = \frac{dx}{dt}$ , запишем

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = v \frac{dv}{dx}.$$

Разделим переменные и проинтегрируем левую и правую части

$$\frac{1}{2}v^2 = \frac{kp_0h^n}{gL(h+x)^{n-1}(1-n)} - \frac{\zeta_{\text{сисст}}x}{2L}v_y^2 - \frac{p_0\omega_3b^{n_1}}{L(n_1-1)\rho\omega_1 \left[ b - x \left( \frac{\omega_1}{\omega_3} \right) \right]^{n_1-1}} - \frac{g \left( 1 + \frac{\omega_1}{\omega_3} \right) x^2}{2L} + C.$$

Постоянную интегрирования найдем при  $x = 0, v = 0$ :

$$C = \frac{kp_0h}{\rho L(n-1)} + \frac{\omega_3}{\omega_1} \frac{p_0b}{\rho L(n-1)}.$$

Окончательно имеем

$$v = \sqrt{\frac{1}{L} \left\{ \frac{2kp_0h}{\rho(n-1)} \left[ 1 - \left( \frac{h}{h+x} \right)^{n-1} \right] - \frac{2p_0b\omega_3}{\rho(n_1-1)\omega_1} \left[ \left( \frac{b}{b - x \left( \frac{\omega_1}{\omega_3} \right)} \right)^{n_1-1} - 1 \right] - \zeta_{\text{сисст}}v_y^2x - g \left( 1 + \frac{\omega_1}{\omega_3} \right) x^2 \right\}}. \quad (4)$$

Для определения скорости установившегося движения  $v_y$ , запишем уравнение Д. Бернулли для сечений I-I и II-II относительно плоскости 0-0 (рис. 2)

$$z_I + \frac{p_I}{\rho g} + \frac{\alpha_I v_I^2}{2g} = z_{II} + \frac{p_{II}}{\rho g} + \frac{\alpha_{II} v_{II}^2}{2g} + h_{I-II}, \quad (5)$$

где  $z, p, v, \alpha$  — соответственно геометрическая высота, давление, скорость, коэффициент Кориолиса в соответствующих сечениях;

$$z_I = -x; \quad p_I = kp_0 \left( \frac{h}{h+x} \right)^n; \quad z_{II} = x \frac{\omega_I}{\omega_3}; \quad v_I = v_y; \quad p_{II} = p_0 \left( \frac{b}{b - x \frac{\omega_1}{\omega_3}} \right)^{n_1};$$

$$v_{II} = v_y \frac{\omega_1}{\omega_3}; \quad \alpha_1 = \alpha_{II} = 1.$$

Подставив эти выражения в уравнение (5), получим

$$v_y = \sqrt{\frac{2 \frac{p_0}{\rho} \left[ k \left( \frac{h}{h+x} \right)^n - \left( \frac{b}{b-x \frac{\omega_1}{\omega_3}} \right)^{n_1} \right] - 2gx \left( 1 + \frac{\omega_1}{\omega_3} \right)}{\zeta_{\text{сист}} + \left( \frac{\omega_1}{\omega_3} \right)^2 - 1}}. \quad (6)$$

Используя выражение (6) и подставляя его в (4), можно определить величину скорости  $v$  неустановившегося движения для разгона промывного потока при заданных значениях  $x$  и получить зависимость  $v = f(x)$ .

Наибольший интерес представляет нахождение максимальной скорости промывки  $v_{\text{max}}$  и соответствующего ей значения  $x_1$ .

Известно, что если функция  $v = f(x)$  имеет максимум, то в этой точке ее первая производная  $dv/dx$  равна нулю.

Из выражения (3) следует, что при  $\frac{dv}{dx} = 0$ :

$$k \frac{p_0}{\rho L} \left( \frac{h}{h+x_1} \right)^n - \frac{p_0}{\rho L} \left[ \frac{b}{b-x_1 \left( \frac{\omega_1}{\omega_3} \right)} \right]^{n_1} - \frac{\zeta_{\text{сист}}}{2L} v_{\text{max}}^2 - \frac{g}{L} \left( 1 + \frac{\omega_1}{\omega_3} \right) x_1 = 0.$$

Здесь  $x_1$  — значение расстояния от начала отсчета при  $v = v_{\text{max}}$ . Отсюда

$$v_{\text{max}} = \sqrt{\frac{2 \frac{p_0}{\rho} \left[ k \left( \frac{h}{h+x_1} \right)^n - \left( \frac{b}{b-x_1 \frac{\omega_1}{\omega_3}} \right)^{n_1} \right] - 2gx_1 \left( 1 + \frac{\omega_1}{\omega_3} \right)}{\zeta_{\text{сист}}}}. \quad (7)$$

Сравнение выражений (6) и (7) показывает, что они практически совпадают и являются идентичными при  $\omega_1 = \omega_3$ . Это указывает на то, что значенные скорости неустановившегося движения  $v$ , подсчитанное по формуле (4), совпадает со значением скорости установившегося движения  $v_y$  только при  $v = v_y = v_{\text{max}}$ , когда  $x = x_1$ .

Это соответствует физической картине процесса разгона жидкости в системе рабочая камера–фильтр–воздушный колпак. Скорость в конце раз-

гона достигает максимальной величины, когда суммарные гидравлические потери, сила давления в колпаке и сила тяжести уравновесят движущую силу со стороны газа в рабочей камере, поэтому эта скорость может быть найдена как скорость установившегося движения на перемещении  $x_1$ . Но  $x_1$  не выражается в конечном виде, и его можно найти при  $v = v_y$ .

Из анализа формулы (4) следует, что скорость жидкости на участке разгона пропорциональна начальному перепаду давления между рабочей камерой и воздушным колпаком  $\Delta p = p_0(k-1)$ , геометрическому объему рабочей камеры  $V_{p,k} = \omega_1 h$  и обратно пропорциональна массе жидкости  $m = f(L)$ , вовлекаемой в движение.

С использованием формулы (4) строились графики зависимости (рис. 3) скорости разгона гидропотока от параметров системы очистки: 1 -  $v_{\max} = f(\Delta p)$  при  $h = 0,15$  м = const; 2 -  $v_{\max} = f(V_{p,k})$ ; 3 -  $v_{\max} = f(x)$  при  $h = 0,15$  м; при следующих исходных данных:  $\zeta_{\text{снет}} = 9,32$ ,  $p_0 = 2 \cdot 10^5$  Па,  $L_1 = L_2 = L_3 = 1$  м,  $d_1 = d_3 = 0,15$  м,  $d_2 = 0,1$  м,  $V_{в,к}/V_{p,к} = 3$ ,  $k = 10$ ,  $n = n_1 = 1,4$ .

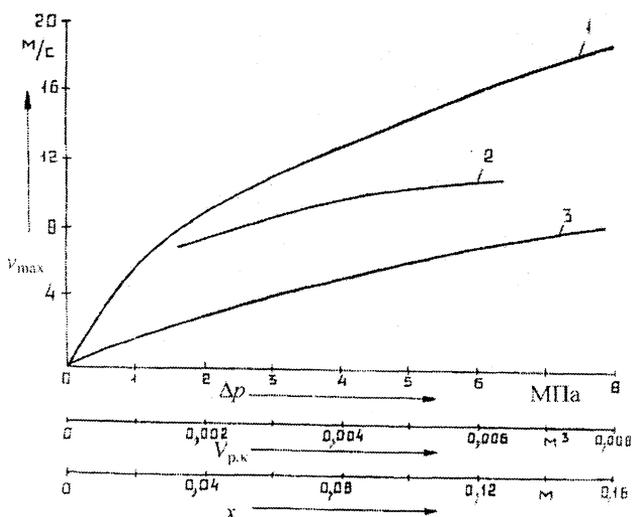


Рис. 3. Графики зависимости скорости разгона гидропотока от параметров системы очистки

Формулы (4) и (6) можно использовать при проектировании систем очистки напорных фильтров с различными газообразными энергоносителями: зная производительность напорного фильтра  $Q$ , предельно допустимые размеры взвешенных частиц, выбирают стандартное сетчатое полотно и, задавая допустимую скорость воды перед сеткой при фильтрации  $v_{\text{доп}}$ , определяют рабочую площадь сетки  $\omega_1 = Q/v_{\text{доп}}$ . Затем экспериментально находят скорость потока, при которой загрязнения будут эффективно удаляться с сетчатого полотна обратным током воды. Принимают эту скорость в качестве  $v_{\max}$ . Из формул (4) и (6) определяют основные параметры системы очистки.

## ВЫВОДЫ

1. С учетом ряда допущений предложены результаты аналитических исследований по расчету скорости разгона гидропотока при очистке

сетчатых напорных фильтров с использованием газообразных энергоносителей.

2. Полученные формулы можно применять при проектировании напорно-фильтрующих установок заданной производительности с системами импульсной очистки.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. 969294 (СССР). Автоматическое устройство для очистки сетчатых фильтров / Д. А. Козлов, В. В. Ивашечкин // Бюл. изобр., 1982. – № 40.
2. Основы расчета газоимпульсной регенерации напорных сетчатых фильтров / В. В. Ивашечкин, А. Н. Кондратович, Г. К. Добриян, В. Г. Щербаков // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 1993. – № 3–4. – С. 124–128.

Представлена кафедрой гидравлики

Поступила 28.01.2002

УДК 628.540

### **РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИФфуЗИОННОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА ПРИ ТЕРМИЧЕСКОМ ОБЕЗВРЕЖИВАНИИ СТОЧНЫХ ВОД В ПЕНОГЕНЕРАТОРЕ**

Канд. техн. наук, доц. КОЧЕТКОВ А. В., инж. ШЕПЕТЬКО Ю. Л.

*Белорусский национальный технический университет*

Как показывает практика, традиционные способы обезвреживания сточных вод механическим, химическим, биологическим и другими способами не всегда оправданы. Существующие же термические способы обезвреживания промышленных сточных вод характеризуются высоким расходом топлива, низким коэффициентом полезного действия, вредными выбросами в атмосферу и прочими недостатками, ограничивающими их применение. Термический способ обезвреживания промышленных сточных вод в пеногенераторных реакторах не исключение.

Горючий пенный поток, полученный при вспенивании сточных вод с добавкой поверхностно активных веществ (ПАВ) с помощью горючего газа, состоит из пузырьков этого газа и пленок жидкости. Образующаяся пена захватывает вредные примеси (масла, эмульсии, смолы) и выносит их в камеру реактора [1]. В этом смысле обезвреживание в пеногенераторных реакторах является предпочтительным перед существующими термическими способами. В практике сжигание горючего пенного потока не имеет аналогов.