

## СНИЖЕНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ

Е.К. Синиченко, Ф.В. Рекач

Российский университет дружбы народов  
ул. Орджоникидзе, 3, Москва, Россия, 115419

Рассматривается гаситель давления, принцип действия которого основан на упруго-демпфирующем действии на поток газа.

**Ключевые слова:** пульсации давления, газоснабжение.

Область применения компрессоров очень широка. Мощные компрессоры применяются в нефтеперерабатывающей и нефтехимической, химической и газовой промышленности, энергетике. В газовой промышленности компрессорные машины являются основным технологическим оборудованием. Все это предъявляет чрезвычайно высокие требования к эффективности эксплуатации компрессорных машин. Часто компрессоры эксплуатируются с большим перерасходом электроэнергии, чему в немалой степени способствуют вредные пульсации давления и расхода, имеющие место на выходе из компрессора и затем передающиеся в линию. Кроме того, наличие вредных пульсаций значительно снижает КПД компрессорных машин, создает неудобства при наладке и эксплуатации установок, часто является причиной преждевременного износа оборудования. Учитывая вышесказанное, можно утверждать, что работы, связанные с разработкой и применением в компрессорном хозяйстве гасителей вредных пульсаций давления, имеют важное экономическое значение.

Проектирование рациональных систем компрессорных установок, их эффективная и надежная эксплуатация невозможны без учета режимов работы трубопроводных систем. Большое значение имеют вопросы, связанные с рациональным проектированием и эксплуатацией трубопроводных систем, находящихся под действием пульсирующих потоков газа, пара и т.д.

Теоретические основы расчета колебаний потоков и вибраций систем, вызванных возвратно-поступательным движением поршней, рассматриваются в фундаментальных исследованиях С.П. Тимошенко [1] и Д.В. Рэлея [2]. Основы неустановившегося движения сжимаемой жидкости в напорных трубопроводах были заложены в работе Н.Е. Жуковского [3] и в лекциях по гидродинамике, читавшихся им в Московском университете.

В настоящее время предложено и используется много различных методов борьбы с вредными пульсациями давления. Например, снижение уровня пульсаций давления в трубопроводных системах энергетических установок на практике достигается путем изменения конструкции трубопроводов, уменьшения возмущающих сил за счет уравнивания ротора и компрессора, увеличения толщи-

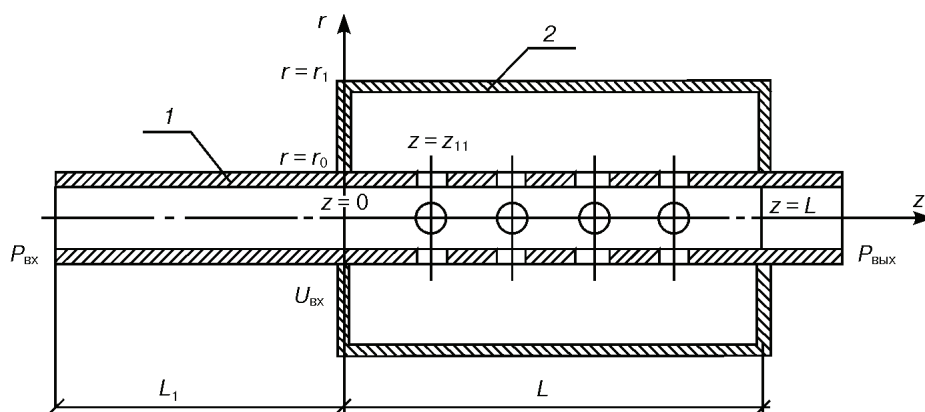
ны стенок, виброизоляции трубопроводов от источников возбуждения, рациональной укладки трубопроводов и опор. Как правило, такие способы борьбы с вредными пульсациями давления оказываются весьма дорогостоящими. В связи с этим возникла необходимость создания специальных устройств — гасителей пульсаций давления, которые при включении в систему трубопровода существенно снижали бы в нем уровень вредных пульсаций давления. Различным типам, конструкциям и методам расчета стабилизаторов давления в трубопроводах также посвящена весьма обширная литература.

Одним из распространенных типов гасителей пульсаций давления являются различные резонансные звукопоглощающие системы. Изучением таких систем успешно занимался С.Н. Ржевкин [4]. Резонатор представляет собой замкнутую полость с жесткими стенками, сообщаемую через узкий канал с трубопроводом, в котором необходимо устранить вредные пульсации давления. В настоящее время предложено большое число различных конструкций гасителей указанного типа, общие принципы управления такими системами изложены в монографии А.Г. Бутковского «Методы управления системами с распределенными параметрами» [5].

Статистические данные последних лет эксплуатации магистральных паровых и газопроводов показывают, что применяемые методы защиты от вредных пульсаций давления являются недостаточно эффективными. Поэтому задача разработки стабилизаторов давления новой конструкции является весьма актуальной.

Авторами разработана конструкция более эффективных стабилизаторов давления, изготовлен опытный образец и проведены экспериментальные его исследования на универсальном комплексе. Полученные результаты показали высокую эффективность работы новых стабилизаторов давления. Однако с целью обоснования параметров нового стабилизатора давления необходимо выполнить теоретические исследования и сравнить их с результатами эксперимента.

Принципиальная схема нового стабилизатора давления (опытного образца) приведена на рис. 1.



**Рис. 1.** Расчетная схема стабилизатора диссипативного типа с одним слоем перфорации:

1 — труба трубопровода; 2 — камера стабилизатора

Для математического описания движения пара (газа) через стабилизатор используются уравнения акустики, написанные в цилиндрической системе координат. Рассматривается случай короткого трубопровода. В этом случае перепад давления на входе и выходе из трубопровода намного меньше пульсаций давления. Следовательно, сопротивлением движению пара (газа) в трубопроводе можно пренебречь. Влияние силы тяжести на движение пара (газа) также не учитывается. При расчетах предполагается, что движение пара (газа) происходит при постоянной температуре, т.е. рассматривается изэнтропическое движение идеального газа. В этом случае идеальный газ можно рассматривать как баротропную среду. Цилиндрическая система координат  $r, \varphi, z$  выбирается таким образом, чтобы ось  $z$  совпадала с продольной осью трубы паро-, газопровода. Уравнения движения и неразрывности такой среды при отсутствии внешних массовых сил имеют вид [6]

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} - \frac{u_\varphi^2}{r} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}, \\ \frac{\partial u_\varphi}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} + \frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + u_z \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + \frac{u_\varphi u_r}{r} &= -\frac{1}{\rho \cdot r} \frac{\partial p}{\partial \varphi}, \\ \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\varphi}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \varphi} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}, \\ r \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_r \cdot r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho \cdot u_\varphi)}{\partial \varphi} + r \frac{\partial(\rho \cdot u_z)}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

**Стационарное движение** газа (в дальнейшем значок  $^0$ ) в одномерной системе газопровод—стабилизатор без пульсаций давления описывается уравнениями движения Эйлера [6]:

$$u_z \frac{du_z}{dz} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz}; \quad \frac{d(\rho u_z)}{dz} = 0. \quad (2)$$

Из (2) получаем:  $\rho u_z = q = \text{const}$ ,

$$\rho u_z \frac{du_z}{dz} + \frac{dp}{dz} = \frac{d}{dz}[\rho u_z^2 + p] = 0,$$

т.е.  $\rho u_z^2 + p = \text{const}$ .

На входе в трубопровод имеем:

$$\begin{aligned} u_z = u_z^0 = u_{\text{вх}} = \text{const}; \quad \rho = \rho^0 = q/u_{\text{вх}} = \text{const}; \\ p = p^0 = p(\rho^0) = \text{const}. \end{aligned}$$

Следовательно,

$$\begin{cases} \rho u_z^2 + p = \rho_{\text{вх}} u_{\text{вх}}^2 + p_{\text{вх}}, \\ \rho u_z = \rho_{\text{вх}} u_{\text{вх}} = q, \\ p = p(\rho^0). \end{cases}$$

Полученная система имеет решение:

$$u_z = u_z^0, \quad \rho = \rho^0, \quad p = p^0.$$

Между перфорированной трубой и корпусом стабилизатора пар (газ) при отсутствии пульсаций давления неподвижен. Следовательно,

$$u_z = 0, \quad \rho = \rho^0, \quad p = p^0.$$

**Нестационарное движение** (значок ') пара (газа) в трубе паро- и газопровода описывается уравнениями акустики [7], полученными из уравнений (1), при этом возмущения всех величин считаются малыми:

$$\begin{aligned} \rho^0 \frac{\partial u'_r}{\partial t} + q \frac{\partial u'_r}{\partial z} &= -\frac{\partial p'}{\partial r}, & \rho^0 r \frac{\partial u'_\varphi}{\partial t} + qr \frac{\partial u'_\varphi}{\partial z} &= -\frac{\partial p'}{\partial \varphi}, \\ \rho^0 \frac{\partial u'_z}{\partial t} + q \frac{\partial u'_z}{\partial z} &= -\frac{\partial p'}{\partial z}, & p' &= \frac{dp}{d\rho}(\rho^0)\rho', \\ r \frac{\partial p'}{\partial t} + \rho^0 \frac{\partial (u'_r r)}{\partial r} + \rho^0 \frac{\partial u'_\varphi}{\partial \varphi} + \rho^0 r \frac{\partial u'_z}{\partial z} + ru'_z \frac{\partial p'}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \tag{3}$$

В стабилизаторе имеем:

$$\begin{aligned} \rho^0 \frac{\partial u'_r}{\partial t} &= -\frac{\partial p'}{\partial r}, & \rho^0 r \frac{\partial u'_\varphi}{\partial t} &= -\frac{\partial p'}{\partial \varphi}, \\ \rho^0 \frac{\partial u'_z}{\partial t} &= -\frac{\partial p'}{\partial z}, & p' &= \frac{dp}{d\rho}(\rho^0)\rho', \\ r \frac{\partial p'}{\partial t} + \rho^0 \frac{\partial (u'_r r)}{\partial r} + \rho^0 \frac{\partial u'_\varphi}{\partial \varphi} + \rho^0 r \frac{\partial u'_z}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \tag{4}$$

В трубе газопровода  $u_r = u'_r$ ,  $u_\varphi = u'_\varphi$ ,  $u_z = u_z^0 + u'_z$ ,  $\rho = \rho^0 + \rho'$ ,  $p = p^0 + p'$ , в стабилизаторе  $u_r = u'_r$ ,  $u_\varphi = u'_\varphi$ ,  $u_z = u'_z$ ,  $\rho = \rho^0 + \rho'$ ,  $p = p^0 + p'$ .

Осредним уравнения (3) и (4) по поперечному сечению газопровода и поперечному сечению стабилизатора по формулам

$$\frac{1}{S_{\text{тр}}} \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} r f(r, \varphi, z, t) dr d\varphi = \hat{f}(z, t) \text{ (труба)}, \tag{5}$$

$$\frac{1}{S_{\text{ст}}} \int_0^{2\pi} \int_0^{r_1} r f(r, \varphi, z, t) dr d\varphi = \hat{f}^{\text{ст}}(z, t) \text{ (стабилизатор)}, \tag{6}$$

где  $S_{\text{тр}}$  — площадь поперечного сечения трубы газопровода,  $S_1$  — площадь поперечного сечения стабилизатора (см. рис. 1).

**Для газопровода** (в дальнейшем значок ' опускается) получим:

$$\begin{aligned} \rho^0 \frac{\partial \hat{u}_z}{\partial t} + q \frac{\partial \hat{u}_z}{\partial z} &= -\frac{\partial \hat{p}}{\partial z}, & \hat{p} &= c^2 \hat{\rho}, \\ \frac{\partial \hat{p}}{\partial t} + \rho^0 \frac{\partial \hat{u}_z}{\partial z} + u_z^0 \frac{\partial \hat{p}}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \tag{7}$$

где  $c^2 = dp/d\rho$  — квадрат скорости звука в газе;  $V_{\text{тр}} = S_{\text{тр}}L$  и  $\hat{I}_{\text{тс}}(z, t)$  — поток массы через боковую поверхность трубы газопровода в сечении  $z$ , (кг/сек).

В поперечных сечениях со стабилизатором давления третье уравнение в (7) будет иметь вид

$$\frac{\partial \hat{\rho}}{\partial t} + \rho^0 \frac{\partial \hat{u}_z}{\partial z} + u_z^0 \frac{\partial \hat{\rho}}{\partial z} = -\frac{1}{2\pi V_{\text{тр}}} \hat{I}_{\text{тс}}(z, t), \quad (7a)$$

где  $V_{\text{тр}} = S_{\text{тр}}L$  и  $\hat{I}_{\text{тс}}(z, t)$  — поток массы через боковую поверхность трубы газопровода в сечении  $z$ , (кг/сек):

$$\hat{I}_{\text{тс}}(z, t) = 2\pi L \rho^0 \int_0^{2\pi} [ru'_r]_{r=r_0} d\varphi.$$

Положим

$$\hat{p}^{\text{тр}}(z, t) = \hat{p}(z, t) + q\hat{u}_z(z, t), \quad (8)$$

где  $\hat{p}^{\text{тр}}(z, t)$  — давление в трубе без учета давления  $q\hat{u}_z(z, t)$  от переносного ускорения стационарного члена  $q = u_z^0 \rho^0$  нестационарной скоростью  $\hat{u}_z(z, t)$ .

Подставляя (8) в (7) и учитывая, что  $\hat{\rho} = \frac{1}{c^2} \hat{p}$ , получим:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \hat{p}^{\text{тр}}}{\partial t} + 2u_z^0 \frac{\partial \hat{p}^{\text{тр}}}{\partial z} + \rho^0 [c^2 - (u_z^0)^2] \frac{\partial \hat{u}_z}{\partial z} &= 0, \\ \rho^0 \frac{\partial \hat{u}_z}{\partial t} &= -\frac{\partial \hat{p}^{\text{тр}}}{\partial z}. \end{aligned} \quad (9)$$

Исключая из уравнений (9)  $\hat{u}_z(z, t)$ , получим:

$$\frac{\partial^2 \hat{p}^{\text{тр}}}{\partial t^2} + 2u_z^0 \frac{\partial^2 \hat{p}^{\text{тр}}}{\partial t \partial z} - [c^2 - (u_z^0)^2] \frac{\partial^2 \hat{p}^{\text{тр}}}{\partial z^2} = 0. \quad (10)$$

Выполняя аналогичные выкладки для уравнения (7a), получим:

$$\frac{\partial^2 \hat{p}^{\text{тр}}}{\partial t^2} + 2u_z^0 \frac{\partial^2 \hat{p}^{\text{тр}}}{\partial t \partial z} - [c^2 - (u_z^0)^2] \frac{\partial^2 \hat{p}^{\text{тр}}}{\partial z^2} = -\frac{c^2}{2\pi V_{\text{тр}}} \frac{\partial \hat{I}_{\text{тс}}}{\partial t}. \quad (10a)$$

Возмущения скорости, плотности и давления в стабилизаторе будем обозначать соответственно  $\hat{u}_z^{\text{ст}}(z, t)$ ,  $\hat{\rho}^{\text{ст}}$ ,  $\hat{p}^{\text{ст}}(z, t)$ .

Для стабилизатора с постоянным объемом  $V_{\text{ст}}$  приток (отток) газа массы  $\Delta m$  сопровождается увеличением (уменьшением) осредненной плотности газа в стабилизаторе на величину  $\Delta \hat{\rho}^{\text{ст}}$ ;  $\Delta m = \Delta \hat{\rho}^{\text{ст}} V_{\text{ст}}$ . Для рассматриваемой баротропной среды

$$\Delta \hat{\rho}^{\text{ст}} = \frac{\Delta \hat{p}^{\text{ст}}}{c^2},$$

где  $\Delta \hat{p}^{\text{ст}}(z, t)$  — осредненное приращение давления в стабилизаторе.

Следовательно,

$$\Delta m = \frac{\Delta \hat{p}^{\text{ct}}}{c^2} V_{\text{ст}}. \quad (11)$$

Приток газа массы  $m$  равен

$$m = \int \hat{I}_{\text{тс}}(z, t) dt. \quad (12)$$

Подставляя (12) в (11), получим

$$\hat{p}^{\text{ct}}(z, t) = \frac{c^2}{V_{\text{ст}}} \int \hat{I}_{\text{тс}}(z, t) dt. \quad (13)$$

**Перетекание газа через отверстия.** Будем считать, что длина стабилизатора  $L \ll \lambda$ ,

где  $\lambda$  — длина волны основного тона пульсаций массового расхода.

Поэтому давление по длине стабилизатора в момент времени  $t_0$  считается постоянным. Систему перфорированных отверстий, равномерно распределенных по длине стабилизатора заменим одним отверстием в сечении  $z = z_{11}$ . Общий поток газа через это отверстие будет равен

$$\hat{I}_{11}(t) = \int_0^L \hat{I}_{\text{тс}}(z, t) dz. \quad (14)$$

Проведенные к настоящему моменту исследования показали, что зависимость скорости перетекания  $v_{\text{пер}}$  газа через отверстие от разности давлений в магистрали и стабилизаторе можно аппроксимировать формулой (8):

$$\hat{p}^{\text{тп}}(z_{11}, t) - \hat{p}^{\text{ct}}(z_{11}, t) = A_1 v_{\text{пер}} + B_1 v_{\text{пер}} |v_{\text{пер}}|, \quad (15)$$

где  $A_1$  и  $B_1$  — постоянные коэффициенты, полученные экспериментально.

Уравнение (15) можно линеаризовать, полагая  $B_1 = 0$  при  $v_{\text{пер}} \ll v^{\text{тп}}$ .

Обозначим

$$A = \frac{A_1}{\hat{\rho}_{\text{тс}} \cdot F_{\text{тп}}},$$

где  $\hat{\rho}_{\text{тс}}$  — плотность газа, перетекающего из трубы в стабилизатор,  $\hat{\rho}_{\text{тс}} \approx \rho^0$ .

Тогда формула (15) примет вид

$$\begin{aligned} \hat{p}^{\text{тп}}(z_{11}, t) - \hat{p}^{\text{ct}}(z_{11}, t) &= A \cdot \hat{I}_{11}(t), \\ \hat{I}_{11}(t) &= v_{\text{пер}} \cdot \hat{\rho} \cdot F_{\text{отв}}, \end{aligned} \quad (16)$$

где  $F_{\text{отв}}$  — площадь отверстия в сечении  $z_{11}$ , равная суммарной площади перфорированных отверстий. Коэффициент  $A$  характеризует зависимость проводимости отверстий от формы и геометрических размеров.

**Движение газа в трубопроводе.** Разобьем магистраль трубопровода на два участка:

I участок ( $i = 1$ ):  $z \in [-L_1; z_{11}]$ ,

II участок ( $i = 2$ ):  $z \in [z_{11}; L_2]$ .

Будем искать решение уравнения (10) для  $i$ -го участка трубопровода в виде ряда Фурье:

$$\hat{p}_i^{\text{TP}}(z, t) = \sum_{k=1}^{+\infty} a_{ik}^{\text{TP}}(z) \cos(m_k t) + b_{ik}^{\text{TP}}(z) \sin(m_k t), \quad (17)$$

где  $m_k = 2\pi k/T$ ,  $T$  — главный период пульсаций давления.

Подставляя (17) в уравнение (10) (коэффициент  $i$  опускается), получим:

$$\begin{aligned} [c^2 - (u_z^0)^2] \frac{d^2 a_k^{\text{TP}}}{dz^2} - 2m_k u_z^0 \frac{db_k^{\text{TP}}}{dz} + m_k^2 a_k^{\text{TP}}(z) &= 0, \\ [c^2 - (u_z^0)^2] \frac{d^2 b_k^{\text{TP}}}{dz^2} + 2m_k u_z^0 \frac{da_k^{\text{TP}}}{dz} + m_k^2 b_k^{\text{TP}}(z) &= 0. \end{aligned} \quad (18)$$

В дальнейшем будем рассматривать случай  $u_z^0/c = \varepsilon \ll 1$  и пренебрежем членами, содержащими  $\frac{db_k^{\text{TP}}}{dz}$  и  $\frac{da_k^{\text{TP}}}{dz}$ . Отбрасывая указанные члены и члены порядка  $\varepsilon^2$ , получим следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 a_k^{\text{TP}}}{dz^2} + \mu_k^2 a_k^{\text{TP}}(z) &= 0, \\ \frac{d^2 b_k^{\text{TP}}}{dz^2} + \mu_k^2 b_k^{\text{TP}}(z) &= 0, \end{aligned} \quad (19)$$

где  $\mu_k = \frac{m_k}{c} = \frac{2\pi k}{cT}$ .

Система (19) распадается на два отдельных одинаковых (с точностью до обозначений) уравнения для функций  $a_k^{\text{TP}}(z)$  и  $b_k^{\text{TP}}(z)$ . Решение системы имеет вид

$$\begin{aligned} a_k &= C_k^1 \cos(\mu_k z) + C_k^2 \sin(\mu_k z), \\ b_k &= C_k^3 \cos(\mu_k z) + C_k^4 \sin(\mu_k z). \end{aligned} \quad (20)$$

Тогда давление в магистрале для  $i$ -го участка примет вид

$$\begin{aligned} \hat{p}_{ik}^{\text{TP}}(z, t) &= \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ \left[ C_{ik}^1 \cos(\mu_k z) + C_{ik}^2 \sin(\mu_k z) \right] \cos(m_k t) + \right. \\ &\quad \left. + \left[ C_{ik}^3 \cos(\mu_k z) + C_{ik}^4 \sin(\mu_k z) \right] \sin(m_k t) \right\}. \end{aligned} \quad (21)$$

Из второго соотношения (9) имеем:

$$\rho^0 F_{\text{TP}} \frac{\partial \hat{u}_z}{\partial t} = -F_{\text{TP}} \frac{\partial \hat{p}^{\text{TP}}}{\partial z}.$$

Массовый расход газа

$$\hat{G}^{\text{TP}} = \rho^0 F_{\text{TP}} \hat{u}_z = -F_{\text{TP}} \int \frac{\partial \hat{p}^{\text{TP}}}{\partial t} dt. \quad (22)$$

Подставляя (21) в (22), получим

$$\hat{G}_{ik}^{\text{TP}}(z, t) = \frac{F_{\text{TP}}}{c} \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ \left[ C_{ik}^4 \cos(\mu_k z) - C_{ik}^3 \sin(\mu_k z) \right] \cos(m_k t) + \left[ -C_{ik}^2 \cos(\mu_k z) + C_{ik}^1 \sin(\mu_k z) \right] \sin(m_k t) \right\}. \quad (23)$$

### Краевые условия

1. Пусть в некотором сечении газопровода  $z = -L_1$  заданы пульсации массового расхода

$$\hat{G}_1(-L_1, t) = G_0(t). \quad (24)$$

Разложим  $G_0(t)$  в ряд Фурье:

$$G_0(t) = \sum_{k=1}^{+\infty} g_k(z) \cos(m_k t) + h_k(z) \sin(m_k t), \quad (25)$$

2. При  $z = L_2$  примем давление в магистрали равным нулю, т.е.

$$\hat{p}^{\text{TP}}(L_2, t) = 0. \quad (26)$$

3. Условие равенства массовых расходов газа в узле  $z = z_{11}$ :

$$\hat{G}_1^{\text{TP}}(z_{11}, t) + \hat{I}_{11}(t) - \hat{G}_2^{\text{TP}}(z_{11}, t) = 0. \quad (27)$$

4. Давление при  $z = z_{11} - 0$  и  $z = z_{11} + 0$  должны быть равны, т.е.

$$\hat{p}_1^{\text{TP}}(z_{11}, t) = \hat{p}_2^{\text{TP}}(z_{11}, t). \quad (28)$$

5. Условие (16) перетекания газа через перфорационное отверстие (через систему отверстий) при  $z = z_{11}$ :

$$\hat{p}^{\text{TP}}(z_{11}, t) - \hat{p}^{\text{CT}}(z_{11}, t) = A \cdot \hat{I}_{11}(t). \quad (29)$$

**Исходные уравнения.** Массовый расход газа через отверстие в сечении  $z = z_{11}$  представим в виде ряда Фурье:

$$\hat{I}_{11}(t) = \sum_{k=1}^{+\infty} \alpha_k \cos(m_k t) + \beta_k \sin(m_k t). \quad (30)$$

Подставляя (14) в (13) и используя (30), получим

$$\hat{p}^{\text{CT}}(z_{11}, t) = \frac{c^2}{V_{\text{CT}}} \int \hat{I}_{11}(t) dt = \frac{c^2}{V_{\text{CT}}} \sum_{k=1}^{\infty} \left( \frac{\alpha_k}{m_k} \sin(m_k t) - \frac{\beta_k}{m_k} \cos(m_k t) \right). \quad (31)$$

Подставляя выражения для  $\hat{p}_i^{\text{TP}}(z, t)$ ,  $\hat{p}^{\text{CT}}(z_{11}, t)$ ,  $\hat{G}_i^{\text{TP}}(z, t)$ ,  $\hat{I}_{11}(t)$  в краевые условия (24), (26)—(29) при фиксированном  $k$  ( $k$  в уравнениях опускается) и группи-



руя выражения при  $\cos(m_k t)$  и  $\sin(m_k t)$ , получим систему из десяти уравнений относительно  $C_1^1, C_1^2, C_1^3, C_1^4, C_2^1, C_2^2, C_2^3, C_2^4, \alpha, \beta$ :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{F_{\text{тр}}}{c} (C_1^3 \sin(\mu L_1) + C_1^4 \cos(\mu L_1)) = g, \\ \frac{F_{\text{тр}}}{c} (-C_1^1 \sin(\mu L_1) - C_1^2 \cos(\mu L_1)) = h, \\ C_1^2 \cos(\mu L_2) + C_2^2 \sin(\mu L_2) = 0, \\ C_2^3 \cos(\mu L_2) + C_2^4 \sin(\mu L_2) = 0, \\ \frac{F_{\text{тр}}}{c} (-C_1^3 \sin(\mu z_{11}) + C_1^4 \cos(\mu z_{11}) + C_2^3 \sin(\mu z_{11}) - C_2^4 \cos(\mu z_{11})) + \alpha = 0, \\ \frac{F_{\text{тр}}}{c} (C_1^1 \sin(\mu z_{11}) + C_1^2 \cos(\mu z_{11}) - C_2^1 \sin(\mu z_{11}) + C_2^2 \cos(\mu z_{11})) + \beta = 0, \\ C_1^1 \cos(\mu z_{11}) + C_1^2 \sin(\mu z_{11}) - C_2^1 \cos(\mu z_{11}) - C_2^2 \sin(\mu z_{11}) = 0, \\ C_1^3 \cos(\mu z_{11}) + C_1^4 \sin(\mu z_{11}) - C_2^3 \cos(\mu z_{11}) - C_2^4 \sin(\mu z_{11}) = 0, \\ C_1^1 \cos(\mu z_{11}) + C_1^2 \sin(\mu z_{11}) + \frac{c^2 \beta}{m V_{\text{ст}}} = A \alpha, \\ C_1^3 \cos(\mu z_{11}) + C_1^4 \sin(\mu z_{11}) - \frac{c^2 \alpha}{m V_{\text{ст}}} = A \beta. \end{array} \right. \quad (32)$$

Решая систему (32) для каждого  $k$  и суммируя решения для  $n$  членов разложения  $G_0(t)$ , получим выражения для  $\hat{p}_i^{\text{тр}}(z, t)$ ,  $\hat{p}^{\text{ст}}(z_{11}, t)$ ,  $\hat{G}_i^{\text{тр}}(z, t)$ ,  $\hat{I}_{11}(t)$  согласно формулам (21), (31), (23), (30). Алгоритм реализован в среде MAPLE (GasTigrV).

### Пример

Исходные данные:

$L_1 = 10$  м,  $L = 5$  м,  $L_2 = 15$  м,  $F_{\text{тр}} = 0,7854$  м<sup>2</sup> (диаметр трубы 1 м),  $F_{\text{ст}} = 39,27$  м<sup>2</sup>. Массовый расход  $G_0(t) = 100 \cdot \sin(\omega t)$  кг/с, где  $\omega = 4\pi \cdot 1/c$  ( $T = 0,5$  с).  $c = 500$  м/с. Коэффициент проводимости отверстий  $A = 30 \cdot 1/\text{мс}$ .

На рис. 2 изображены графики давления в сечении  $z = 7,5$  м без стабилизатора (кривая 2) и со стабилизатором (кривая 1).

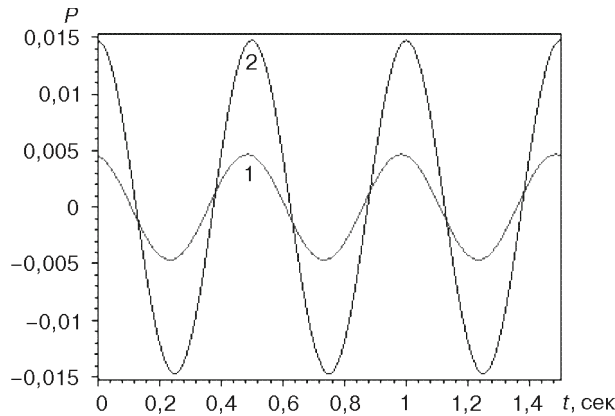


Рис. 2. Давление в магистрале, МПа

**Выводы.** Компактных размеров стабилизатора давления можно добиться при относительно малых периодах пульсаций давления ( $T < 0,1$  с). В противном случае необходимо устанавливать упругие камеры.

При увеличении частоты массового расхода (и (или) уменьшении скорости звука) при расчетах возникают ограничения по длине рассматриваемой магистрали. Для более протяженных систем необходимо введение дополнительных участков магистрали.

### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. — М.: Наука, 1967.
- [2] Рэлей Д.В. Теория звука: в 2 т. — М.: Гостехиздат, 1955.
- [3] Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. — М.: Л.; Гостехиздат, 1949.
- [4] Ржевкин С.Н. Курс лекций по теории звука. — М.: Изд-во МГУ, 1960.
- [5] Бутковский А.Г. Методы управления системами с распределенными параметрами. — М.: Наука, 1975.
- [6] Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика. — Ч. 1. — М.: Физматгиз, 1963.
- [8] Мясников М.П., Низамова Г.Х. Расчет стабилизатора давления диссипативного типа // Отчет № 4286 Института механики МГУ, 1993.
- [9] Рахматулин Х.А. Обтекание проницаемого тела // Вестник МГУ. Серия физико-математических и естественных наук. — 1950. — С. 41—45.

## REDUCTION OF PRESSURE OSCILLATIONS IN MAGISRAL GAS TUBES

**E.K. Sinichenko, F.V. Rekach**

Peoples' Friendship University of Russia  
Ordzhonikidze, 3, Moscow, Russia, 115419

The absorber pressure, the principle of action is based on the elastic-damping effect on the flow of gas have been considered.

**Key words:** pressure oscillations, movement of gas current.