

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЧАСТИЧНО ЗАПОЛНЕННОЙ ВОЗДУХОМ ТРУБОПРОВОДНОЙ МАГИСТРАЛИ

© 2006 В. П. Шорин, М. А. Гимадиев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Изложена методика расчета гидродинамических параметров при движении столба жидкости в пластмассовой трубопроводной магистрали, частично заполненной воздухом и подключенной к емкости с воздушной полостью над жидкостью. Движение жидкости начинается с момента открытия электропневмозаслонки и зависит от давления в емкости, параметров трубопроводов и числа их изгибов. Расчет гидродинамических параметров ведется в результате решения нелинейных интегрально-дифференциальных уравнений конечно-разностным методом. В результате расчета определяются скорость жидкости, силы реакции жидкости в изгибах трубопроводов и анализируется влияние действующих на них факторов.

Малый опыт эксплуатации пластмассовых труб и арматуры в технологических системах не позволяет учесть многие их особенности при проектировании и доводке. Поэтому в процессе эксплуатации таких систем часто возникают задачи, связанные с обеспечением их надежности.

Целью исследований является разработка математической модели гидродинамических процессов в трубопроводной магистрали, подсоединенной к емкости с воздушной полостью над жидкостью (рис. 1), и определение динамических нагрузок в изгибах трубопроводов при резком открытии электропневмозаслонки (ЭПЗ).

При расчете гидродинамических процессов принят ряд допущений: процесс истечения воздуха из емкости в трубопровод происходит по изотермическому циклу; скорость движения столба жидкости в трубопроводе намного меньше скорости звука; движение воздуха в трубопроводе (впереди потока жидкости) рассчитывается по квазистационарной модели; жидкостная «пробка» распространяется по трубопроводной магистрали без остатка.

В соответствии с принятыми допущениями гидродинамический процесс в трубопроводной магистрали описывается интегральными и дифференциальными уравнениями, соответственно для входного (воздушного) участка, для участка с движущейся жидкостной пробкой и выходного воздушного участка.

Уравнение для воздушного участка на входе в трубопровод выводится на основании уравнения баланса массы газа в емкости (над жидкостью) (рис. 1). Первоначальная масса газа, запасенная в верхней части емкости (фильтра), определяется зависимостью

$$M_{z,0} = V_{\phi,0} \rho_{z,0}, \quad (1)$$

где  $V_{\phi,0}$  - объем воздушной полости над жидкостью в емкости в первоначальный момент

времени;  $\rho_{z,0} = \frac{P_{\phi,0}}{RT}$ ,  $P_{\phi,0}$  - плотность и давление

газа в емкости в первоначальный момент времени;  $R$  - газовая постоянная;  $T$  - температура газа.

При открытии заслонки жидкость, находящаяся в трубопроводах 1 и 2, начинает двигаться со скоростью  $v_{ж}(t)$ . При этом газ расширяется и давление в емкости  $P_{\phi}(t)$  уменьшается. Масса газа, оставшаяся в емкости  $M_{z,\phi}(t)$  и прошедшая в трубопровод  $M_{z,mp}(t)$ , равна первоначальной массе газа в газовой полости емкости:

$$M_{z,0} = M_{z,\phi}(t) + M_{z,mp}(t). \quad (2)$$

Масса газа, оставшаяся в емкости, определяется по формуле

$$M_{z,\phi} = \rho_{z,\phi}(t) [V_{\phi,0} - \Delta V_{ж}(t)], \quad (3)$$

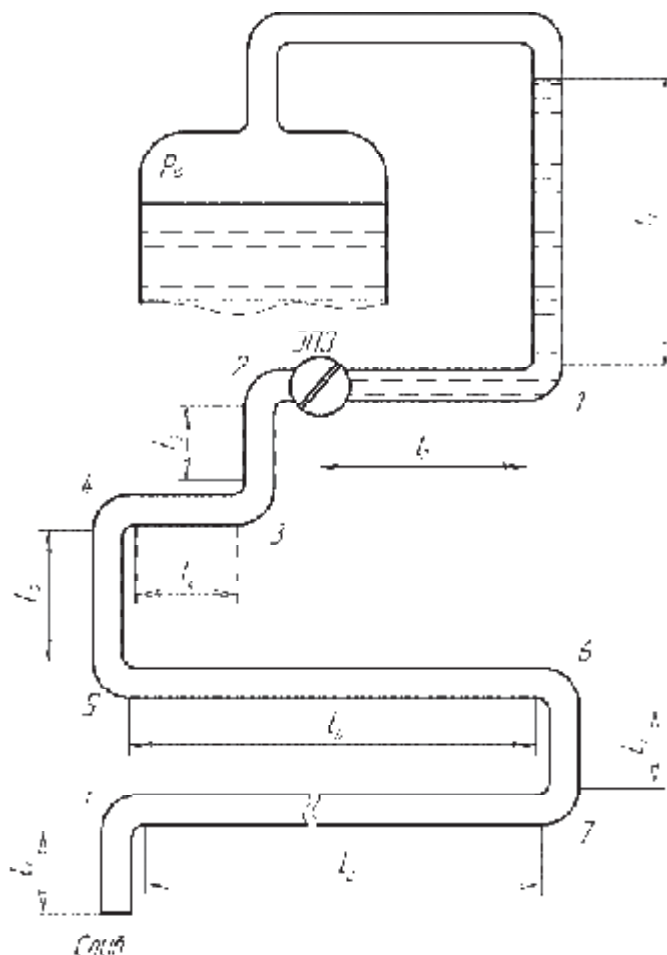


Рис. 1. Расчетная схема частично заполненной воздухом трубопроводной магистрали, подсоединенной к емкости с воздушной полостью

где  $\rho_{г.ф}(t)$  - плотность газа в емкости в момент времени  $t$ ;  $\Delta V_{ж.ф}(t)$  - приращение объема жидкости, обусловленной ее расширением в результате падения давления и упругой деформации стенок емкости.

Приращение объема жидкости  $\Delta V_{ж.ф}(t)$  определяется зависимостью

$$\Delta V_{ж.ф}(t) = \frac{V_{ж.ф}}{B_{ж.ф}} [P_{ф.0} - P_{ф}(t)], \quad (4)$$

где  $V_{ж.ф}$  - объем жидкости в емкости;

$B_{ж.ф}$  - модуль объемной упругости жидкости в емкости с учетом податливости ее стенок;

$P_{ф.0}$  - первоначальное давление в газовой полости емкости.

Величина  $B_{г.ф}$  может быть приближенно определена по формуле Н. Е. Жуковского [1]

$$B_{г.ф} = \frac{B_{г}}{1 + \frac{d_{г} B_{г}}{\delta E}}, \quad (5)$$

где  $B_{г}$  - модуль объемной упругости жидкости;  $d_{г}$  - диаметр емкости;  $\delta$  - толщина стенок емкости;  $E$  - модуль упругости материала стенок емкости. Более точное значение  $B_{г.ф}$  может быть получено экспериментальным путем измерений объема жидкости  $\Delta V_{г.ф}$ , вытесненной из тщательно заполненной водой емкости, и падения давления в ней  $\Delta P_{г.ф}$ :

$$B_{\alpha.\delta} = V_{\alpha.0} \frac{\Delta P_{\delta}}{\Delta V_{\delta}}, \quad (6)$$

где  $V_{\alpha.0}$  - внутренний объем емкости, полностью заполненной жидкостью.

Плотность газа  $\rho_{\alpha.\delta}(t)$ , представленная в формуле (3), зависит от давления  $P_{\delta}(t)$  [1]:

$$\rho_{\alpha.\delta}(t) = \frac{P_{\delta}(t)}{RT}. \quad (7)$$

С учетом (4) и (7) формула (3) переписывается в виде

$$\dot{m}_{\alpha.\delta}(t) = \frac{P_{\delta}(t)}{RT} \left\{ V_{\delta.0} - \frac{V_{\alpha.\delta}}{B_{\alpha.\delta}} [P_{\delta.0} - P_{\delta}(t)] \right\}. \quad (8)$$

Масса газа, прошедшего в первый участок трубопровода, определяется зависимостью

$$M_{\alpha.\delta\delta}(t) = \rho_{\alpha.\delta\delta}^{(1)}(t) \int_0^t Q_{\alpha}(t) dt, \quad (9)$$

где  $\rho_{\alpha.\delta\delta}^{(1)}(t)$  - плотность газа;  $Q_{\alpha}(t) = v_{\alpha}(t)F$  - объемный расход жидкости, движущейся в трубопроводе;  $F$  - площадь проходного сечения трубопровода.

Плотность газа в трубопроводе  $\rho_{\alpha.\delta\delta}^{(1)}(t)$  зависит от давления газа  $P_{\delta}(t)$  (без учета гидравлических потерь на трение по сравнению с абсолютным значением давления):

$$\rho_{\alpha.\delta\delta}^{(1)}(t) = \frac{P_{\delta}(t)}{RT}. \quad (10)$$

Уравнение (2) с учетом (8) - (10) переписывается в виде

$$\frac{P_{\delta.0}V_{\delta.0}}{RT} = \frac{P_{\delta}(t)}{RT} \left\{ V_{\delta.0} - \frac{V_{\alpha.\delta}}{B_{\alpha.\delta}} [P_{\delta.0} - P_{\delta}(t)] \right\} + \frac{P_{\delta}(t)}{RT} \int_0^t Q_{\alpha}(t) dt. \quad (11)$$

Сократив  $RT$  в левой и правой частях (11) и преобразовав, получим

$$\frac{V_{\alpha.\delta}}{B_{\alpha.\delta}} P_{\delta}^2(t) + \left[ \int_0^t Q_{\alpha}(t) dt - \frac{V_{\alpha.\delta}}{B_{\alpha.\delta}} P_{\delta.0} + V_{\delta.0} \right] \times P_{\delta}(t) - P_{\delta.0}V_{\delta.0} = 0. \quad (12)$$

Если известна величина  $\int_0^t Q_{\alpha}(t) dt$ , то уравнение (12) можно решить относительно  $P_{\delta}(t)$ , предварительно представив его в виде

$$aP_{\delta}^2(t) + bP_{\delta}(t) - c = 0, \quad (13)$$

где  $a = \frac{V_{\alpha.\delta}}{B_{\alpha.\delta}}$ ;  $b = \int_0^t Q_{\alpha}(t) dt - \frac{V_{\alpha.\delta}}{B_{\alpha.\delta}} P_{\delta.0} + V_{\delta.0}$ ;

$$\tilde{c} = P_{\delta.0}V_{\delta.0}.$$

Решив квадратное уравнение (13), получим

$$P_{\delta}(t) = \frac{\sqrt{b^2 + 4ac} - b}{2a}. \quad (14)$$

Если  $P_{\delta}(t)$  имеет отрицательное значение, то из физических соображений ему будет присвоено нулевое значение.

Уравнение движения газа в трубопроводе за ЭПЗ, представленное относительно давления на входе в воздушный участок магистральной  $P_{\alpha.\delta\delta}^{(1)}(t)$ , записывается в виде [2]:

$$P_{\alpha.\delta\delta}^{(1)}(t) = \left\{ \left[ 1 - \frac{1}{RT} (v_{\alpha.\delta\delta}^{(1)}(t))^2 \times \left[ \lambda_{\alpha} \frac{l_{\alpha\delta\delta}}{d} - \Delta l_2(t) + 2 \ln \left( \frac{P_{\alpha.\delta\delta}^{(1)}(t)}{P_H} \right) \right] \right] \right\}^{-\frac{1}{2}} P_H, \quad (15)$$

где  $v_{\alpha.\delta\delta}^{(1)}(t)$  - скорость потока газа на входе в воздушный участок трубопровода за движущейся жидкостью (рис. 1);  $\lambda_{\alpha}$  - коэффициент

сопротивления трения газового потока;  $l_{\text{аио}}$  - длина выходного участка трубопровода после заслонки, заполненного воздухом;  $\Delta l_2(t)$  - отрезок трубопровода за ЭПЗ, который прошел столб жидкости после открытия заслонки;  $P_H$  - давление на выходе из трубопроводной магистрали.

Так как  $v_{\text{а.о.о}}^{(1)}(t) = \frac{Q_{\text{е}}(t)}{F}$  и

$$\Delta l_2(t) = \frac{1}{F} \cdot \int_0^t Q_{\text{е}}(t) \cdot dt, \text{ то уравнение (15)}$$

перепишется в виде

$$P_{\text{а.о.о}}^{(1)}(t) = \left\{ 1 - \frac{Q_{\text{е}}^2(t)}{RTF^2} \left( \frac{\lambda_{\text{а}}}{d} (l_{\text{аио}} - \frac{1}{F} \int_0^t Q_{\text{е}}(t) dt) + \right) \right\}^{\frac{1}{2}} P_H. \quad (16)$$

Из (16) следует, что противодействие на столб жидкости со стороны воздушного участка магистрали зависит от расхода жидкости, параметров трубопровода и давления окружающей среды  $P_H$ .

При выводе зависимости для определения давления на выходе из воздушного участка трубопровода перед столбом жидкости приняты следующие допущения: движение газа по трубопроводу изотермическое, квазистационарное; инерционное сопротивление столба газа в трубопроводе мало по сравнению с активными потерями. Тогда аналогично выводу уравнения (16) можно получить выражение для определения давления  $P_{\text{а.о.о}}^{(2)}(t)$  на выходе из входного участка трубопровода (на входе в жидкостный столб):

$$P_{\text{а.о.о}}^{(2)}(t) = \left\{ 1 - \frac{Q_{\text{е}}^2(t)}{RTF^2} \left( \frac{\lambda_{\text{а}}}{d} (l_{\text{ао}} + \frac{1}{F} \int_0^t Q_{\text{е}}(t) dt) + \right) \right\}^{\frac{1}{2}} P_{\text{о}}(t), \quad (17)$$

где  $l_{\text{ао}}$  - длина воздушного участка трубопровода перед жидкостным столбом до открытия заслонки.

Уравнение движения жидкости в трубопроводной магистрали выводится на основе уравнения баланса сил, действующих на массу жидкости. С учетом принятых ранее допущений уравнение движения жидкости в трубопроводе записывается в виде [3]:

$$L_{\text{а}}(t) \frac{dQ_{\text{е}}(t)}{dt} + K_{\text{иэ}}(t) Q_{\text{е}}(t) |Q_{\text{е}}(t)| = P_{\text{а.о.о}}^{(2)}(t) - P_{\text{а.о.о}}^{(1)} + \frac{\rho_{\text{е}} g}{F} (V_{\text{е.о}} - \int_0^t Q_{\text{е}}(t) dt), \quad (18)$$

где  $L_{\text{а}}(t)$  - акустическая индуктивность участка трубопровода, заполненного жидкостью;

$K_{\text{иэ}}(t) = \frac{\rho_{\text{е}}}{2F^2} (\sum_{i=1}^{i=l} \zeta_{\text{и.о}}^{(i)} + \lambda_{\text{е.о}} \frac{l_{\text{е}}}{d})$  - коэффициент нелинейного гидравлического сопротивления участка трубопровода, заполненного жидкостью;  $\zeta_{\text{и.о}}^{(i)}$  - коэффициент  $i$ -ых местных гидравлических потерь (изгибов трубопроводов) при неустановившемся движении жидкости;  $\lambda_{\text{е.о}}$  - коэффициент гидравлических потерь в трубопроводе при неустановившемся движении жидкости;  $l_{\text{е}} = l_1 + l_2$  - длина участка трубопровода, заполненного жидкостью;  $\rho_{\text{е}}$  - плотность жидкости;  $g$  - ускорение свободного падения;  $V_{\text{е.о}}$  - объем жидкости в вертикальном участке трубопровода длиной  $l_1$ .

Из полученных уравнений (12), (17) и (18) следует, что возможны различные режимы движения жидкости в трубопроводной магистрали, и поэтому определение  $L_{\text{а}}(t)$  и  $K_{\text{иэ}}(t)$  следует проводить отдельно для каждого режима.

**Режим 1.** В емкости присутствует воздушная подушка над жидкостью, и трубопровод, начиная от ЭПЗ до выхода, заполнен воздухом. Акустическая индуктивность  $L_{\text{а}}(t)$  в момент времени  $t$  определяется зависимостью

$$L_{\text{а}}(t) = \frac{\rho_{\text{а}} l_{\text{а}}}{F} \text{ при } \frac{1}{F} \int_0^t Q_{\text{е}}(t) dt \leq l_{\text{аио}} - l_{\text{е}},$$

$$L_a(t) = \frac{\rho_{\omega}}{F} (l_{\omega} - l_{\dot{a}\dot{a}\dot{\delta}} + \frac{1}{F} \int_0^t Q_{\omega} t dt) \quad (19)$$

при  $\frac{1}{F} \int_0^t Q_{\omega} (t) dt \geq l_{\dot{a}\dot{a}\dot{\delta}} - l_{\omega}$ .

**Режим 2.** В емкости присутствует воздушная полость над жидкостью, и трубопровод, начиная от ЭПЗ до выхода, заполнен жидкостью. Уравнение движения жидкости запишется в виде

$$\begin{aligned} L_{\dot{a}}(t) \frac{dQ_{\omega}(t)}{dt} + K_{i\dot{e}}(t) Q_{\omega}(t) |Q_{\omega}(t)| = \\ = P_{\dot{a}\dot{\delta}\dot{\delta}}^{(2)}(t) + \frac{\rho_{\omega} g}{F} (V_{\omega,0} - \int_0^t Q_{\omega}(t) dt). \end{aligned} \quad (20)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления  $K_{i\dot{e}}(t)$  определяется в соответствии с (18), а акустическая индуктивность рассчитывается по зависимости

$$L_a(t) = \frac{\rho_{\omega}}{F} (l_{\omega} + l_{\dot{a}\dot{a}\dot{\delta}} - \frac{1}{F} \int_0^t Q_{\omega} t dt). \quad (21)$$

Движение жидкости в трубопроводе начинается с момента открытия ЭПЗ, характеристика которого учитывается при расчете суммарного сопротивления  $K_{i\dot{e}}(t)$ . ЭПЗ открывается за время  $t_{\zeta}$ . Принимая во внимание, что площадь проходного сечения заслонки в открытом положении равна  $F_{\zeta,0} = \gamma F$  (где  $\gamma$  - коэффициент, учитывающий стесненность потока жидкости из-за наличия самой заслонки и узла ее крепления), закон изменения площади проходного сечения заслонки для трубопровода можно определить на основе данных, приведенных в [4]:

$$F_{\zeta}(t) = F_{\zeta,0} \cdot [1 - \cos(\alpha t)]. \quad (22)$$

Если заслонка за время  $t = t_{\zeta}$  поворачивается на угол, равный  $\pi/2$ , т. е. полностью открывается, то закон изменения площади

проходного сечения заслонки (22) можно представить в виде

$$F_{\zeta}(t) = \begin{cases} \gamma F_{\zeta,0} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{t}{t_{\zeta}}\right)\right) & \text{и\ddot{d}e } t < t_{\zeta}; \\ \gamma F_{\zeta,0} & \text{и\ddot{d}e } t \geq t_{\zeta}. \end{cases} \quad (23)$$

В результате решения системы нелинейных интегрально-дифференциальных уравнений для трубопроводной магистрали с переменными параметрами может быть определена скорость движения жидкости в любом заданном сечении в заданный момент времени.

Расчет гидродинамических параметров потока жидкости в сливной магистрали при открытии заслонки проводится на основе решения нелинейных интегрально-дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами. Решение таких уравнений в явном виде не представляется возможным, и поэтому применен метод последовательных приближений с представлением интегрально-дифференциальных уравнений в разностной форме.

Перепишем уравнение (17) в следующем виде:

$$\frac{dQ(t)}{dt} = \left[ \begin{aligned} & P_{\dot{a}\dot{\delta}\dot{\delta}}^{(2)}(t) - P_{\dot{a}\dot{\delta}\dot{\delta}}^{(1)}(t) + \frac{\rho_{\omega} g}{F} \times \\ & (V_{\omega,0} - \int_0^t Q_{\omega}(t) dt) - K_{i\dot{e}}(t) Q_{\omega}(t) |Q_{\omega}(t)| \end{aligned} \right] / L_a(t). \quad (24)$$

Разностное уравнение, записанное на основании (24), имеет вид:

$$Q_{1,i} = Q_{1,i-1} + \left[ \begin{aligned} & \left( P_{\dot{a}\dot{\delta}\dot{\delta},i-1}^{(2)} - P_{\dot{a}\dot{\delta}\dot{\delta},i-1}^{(1)} + \right. \\ & \left. \frac{\rho_{\omega}}{F} (V_{\omega,0} - \sum_{i=1}^{i=J} Q_{\omega,i-1} \Delta t) - \right. \\ & \left. K_{i\dot{e},i-1} Q_{\omega,i-1} |Q_{\omega,i-1}| \right) \end{aligned} \right] / L_{a,i-1} \Delta t, \quad (25)$$

где  $K_{i\dot{e},i-1}$ ,  $L_{a,i-1}$ ,  $P_{\dot{a}\dot{\delta}\dot{\delta},i-1}^{(1)}$ ,  $P_{\dot{a}\dot{\delta}\dot{\delta},i-1}^{(2)}$ ,  $Q_{\omega,i-1}$  - соответственно коэффициент гидравлических потерь, акустическая индуктивность, давление и расход жидкости, рассчитываемые на предыдущем шаге интегрирования с учетом

начальных условий;  $\Delta t$  - шаг интегрирования.

На основании выведенных формул составлены алгоритм и программа расчета гидродинамических параметров трубопроводной магистрали [6]. В результате расчета определяются расход (скорость потока) жидкости в трубопроводной магистрали и давление в емкости. При известной скорости жидкости в местах изгиба рассчитываются гидродинамические силы, действующие на трубопроводы. Так как по допущению о сосредоточенности параметров трубопроводов объемная скорость потока в пределах выделенного столба жидкости одинакова, то и силы реакции струи в местах изгиба при одинаковых скоростях в один и тот же момент времени будут одинаковы. Поэтому для определения силы реакции струи жидкости в местах изгиба трубопроводов достаточно рассчитать скорость потока и определить, проходит ли в этот момент времени жидкость через тот или иной изгиб.

Гидродинамические силы рассчитываются на основе теоремы о количестве движения материальных точек. При выводе расчетных зависимостей будем предполагать, что движение жидкости в месте изгиба трубопровода квазистационарное. На основании теоремы об изменении количества движения массы жидкости, находящейся в изгибе трубопровода между сечениями на входе и выходе (рис. 2), можно записать [5]:

$$\left. \begin{aligned} \beta_0 \rho_\alpha Q_\alpha v_Y &= R_{\delta\delta.Y} - R_Y - R_{P.\dot{a}\dot{a}}, \\ \beta_0 \rho_\alpha Q_\alpha v_X &= R_{\delta\delta.X} + R_X - R_{P.\dot{a}\dot{a}\dot{a}} \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

где  $\beta_0$  - коэффициент, учитывающий неравномерность скорости потока жидкости по сечению трубопровода на входе в изгиб и на его выходе;  $v_Y$  - средняя по сечению трубопровода скорость потока жидкости на входе в изгиб;  $R_{\delta\delta.Y}$  - проекция силы трения жидкости о стенку трубопровода внутри изгиба на ось  $Y$ ;  $R_Y$  - сила реакции струи на стенки трубопровода вдоль оси  $Y$ ;  $v_X$  - средняя по сечению трубопровода скорость потока жид-

кости на выходе из изгиба;  $R_{\delta\delta.X}$  - проекция силы трения жидкости о стенки трубопровода внутри изгиба на ось  $X$ ;  $R_X$  - сила реакции струи на стенки трубопровода вдоль оси  $X$ ;  $R_{P.\dot{a}\dot{a}}$ ,  $R_{P.\dot{a}\dot{a}\dot{a}}$  - проекции силы давления жидкости соответственно на оси  $X$  и ось  $Y$ .

Так как участки трубопровода в месте изгиба малы, то при расчетах потерями на трение о стенки можно пренебречь:  $R_{\delta\delta.X} \approx 0$ ,  $R_{\delta\delta.Y} \approx 0$ . Кроме того, учитывая большой диаметр трубопровода по отношению к пограничному слою и турбулентный характер потока, можно принять  $\beta_0 = 1$ . Учитывая однородность потока и одинаковость диаметров проходных сечений на входе в изгиб и на выходе из него, можно принять

$$v_X = v_Y = v, \quad (27)$$

$$R_{P.\dot{a}\dot{a}} = P_{\dot{a}\dot{a}} F, \quad R_{P.\dot{a}\dot{a}\dot{a}} = P_{\dot{a}\dot{a}\dot{a}} F, \quad (28)$$

где  $P_{\dot{a}\dot{a}}$ ,  $P_{\dot{a}\dot{a}\dot{a}}$  - статическое давление жидкости на входе в изгиб и на его выходе.

Тогда на основании (26)-(28) и принятых допущений силы реакции струи по осям  $X$  и  $Y$  запишутся в виде

$$\left. \begin{aligned} R_Y &= P_{\dot{a}\dot{a}} F + \rho_\alpha Q_\alpha v, \\ R_X &= P_{\dot{a}\dot{a}\dot{a}} F + \rho_\alpha Q_\alpha v. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

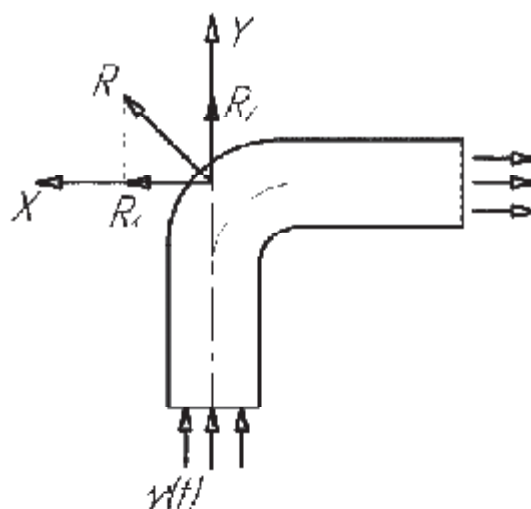


Рис. 2. Схема приложения сил реакции струи жидкости в месте изгиба трубопровода



Суммарная сила реакции струи на изгиб определяется по формуле

$$R = \sqrt{2(\rho_{\alpha} Q_{\alpha} v)^2 + (P_{\dot{\alpha}\delta} + P_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\delta})^2} F. \quad (30)$$

При действии силы реакции струи  $R$  на изгиб трубопровод испытывает сложное напряженное состояние. Входной и выходной участки трубопроводов подвергаются одновременно растяжению и изгибу. Сила  $R_x$  создает на входном участке изгибающий момент, а  $R_y$  - растяжение; на выходном участке  $R_x$  растягивает, а  $R_y$  создает изгибающий момент. В зависимости от конфигурации входного и выходного участков труб и степени крепления их в опорных точках могут быть определены напряжения в опасных сечениях и рассчитан запас прочности трубопроводных магистралей.

### Список литературы

1. Попов Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002.
2. Ибрагимов А. И., Фарзана Н. Г., Илясов Л. В. Элементы и системы пневмоавтоматики. Учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1975.
3. Шорин В. П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. – М.: Машиностроение, 1980.
4. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1976.
5. Прандтль Л. Гидроаэромеханика. – М.: Издательство иностранной литературы, 1951.
6. Шорин В. П., Гимадиев М. А. Алгоритм расчета гидродинамических параметров частично заполненной воздухом трубопроводной магистрали // Вестник СГАУ. – Самара, 2006. № 1(9). – С. 214-218.

## MATHEMATICAL MODELING OF HYDRODYNAMIC PROCESSES IN A PIPELINE PARTIALLY FILLED WITH AIR

© 2006 V. P. Shorin, M. A. Gimadiyev

Samara State Aerospace University

The papers present the procedure of calculating hydrodynamic parameters for liquid column motion in a plastic pipeline partially filled with air and connected up to a tank with an air cavity over the liquid. The liquid starts moving at the moment the electropneumatic gate is opened. End the motion depends on the pressure in the tank, pipeline parameters and the number of bends in the pipeline. Hydrodynamic parameters are calculated on the basis of solving non – linear integral and differential equations by the finite difference method. The results of calculation make it possible to define the liquid velocity, the forces of liquid reaction in pipeline bends and to analyse the influence of the factors affecting them.