

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
МУАММОЛАРИ

O‘ZBEKISTON
JURNALI

1
2017

УЗБЕКСКИЙ
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

Ташкент – 2017

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор - акад. АН РУз Т.Р. РАШИДОВ
Зам. главного редактора - акад. АН РУз Р.Г. МАХКАМОВ
Зам. главного редактора, и.о. секретаря – докт. техн. наук, проф. Г.Х. ХОЖМЕТОВ

Члены редколлегии: докт. техн. наук, проф. А. АБДУСАТТАРОВ,
докт. физ.-мат. наук Р.А. АБИРОВ, докт. техн. наук, проф. Р.И. БАЙМЕТОВ,
докт. техн. наук Г.А. БАХАДИРОВ, докт. физ.-мат. наук, проф. А.Б. БЕГМАТОВ,
докт. техн. наук А.Д. ДАМИНОВ, докт. техн. наук, проф. А. ДЖУРАЕВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Н.А. КОРИШУНОВА, докт. техн. наук, проф. Ш. МАМАТКУЛОВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Б.М. МАРДОНОВ, докт. техн. наук, проф. Э.Ж. МАХМУДОВ,
докт. техн. наук, проф. А.А. РИЗАЕВ, докт. техн. наук, проф. З. СИРОЖИДДИНОВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Б.Х. ХУЖАЁРОВ, докт. техн. наук, проф. А.А. ШЕРМУХАМЕДОВ,
докт. техн. наук, проф. Ш.С. ЮЛДАШЕВ, канд. техн. наук Х.С. САГДИЕВ

В работе редколлегии принимают участие:

докт. техн. наук, проф. А. АБДУЖАББАРОВ,
докт. техн. наук, проф. Е.А. ИСАХАНОВ

Адрес редакции:
100125, Ташкент, Академгородок, Дурмон йули, 31.
Институт сейсмостойкости сооружений АН РУз

Телефон: + 99871 262-78-34
Факс: +99871 262-71-52
E-mail: tur.rashidov@list.ru

АСИМПТОТИЧЕСКИЕ ЧАСТНЫЕ РЕШЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ТВЕРДОГО ТЕЛА С ПЕРЕМЕННЫМИ МОМЕНТАМИ ИНЕРЦИИ МЕТОДОМ МАЛОГО ПАРАМЕТРА

Как известно из общей теории [1, 2], механическая система, которая состоит из несущего твердого тела и N материальных точек (носимое тело), описывается тремя группами уравнений движения, где первая и вторая группы уравнений представляют собой движение центра масс и вокруг центра масс носимого тела. При этом первая группа уравнений имеет вид

$$M \left(\frac{d\vec{V}_o}{dt} + \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}'_c + [\vec{\omega} \times [\vec{\omega} \times \vec{r}'_c]] + 2[\vec{\omega} \times \dot{\vec{r}}'_c] + \ddot{\vec{r}}'_c \right) = \vec{F}, \quad (1)$$

где $\vec{V}_o$ – скорость полюса; $\vec{\omega}, \vec{\varepsilon}$ – угловая скорость и ускорение твердого тела; $\vec{r}'_c$ – радиус-вектор центра масс системы относительно системы координат, жестко связанной с твердым телом и началом в точке O ; $\dot{\vec{r}}'_c$ и $\ddot{\vec{r}}'_c$ – соответственно относительная скорость и относительное ускорение центра масс системы; $\vec{F}$ – главный вектор внешних сил.

Вторая группа уравнений, описывающая движение системы вокруг полюса O , имеет следующий вид:

$$J_o \dot{\vec{\omega}} + \dot{J}_o \vec{\omega} + \vec{\omega} J_o \vec{\omega} + \dot{\vec{K}}_r^o + M[\vec{r}'_c \times \dot{\vec{V}}_o] = \vec{M}_o, \quad (2)$$

где J_o – тензор инерции системы относительно системы координат, связанной с твердым телом в точке O ; $\dot{\vec{K}}_r^o$ – полная производная по времени от кинетического момента системы N материальных точек при относительном движении; $\vec{M}_o$ – главный момент внешних сил.

В данном случае компоненты тензора инерции относительно полюса O

$$J_o = \begin{pmatrix} J_x & -J_{xy} & -J_{xz} \\ -J_{yx} & J_{yy} & -J_{yz} \\ -J_{zx} & -J_{zy} & J_{zz} \end{pmatrix}$$

являются функциями обобщенных координат, которые определяют относительное движение материальных точек.

Предположим, относительное движение носимых тел (материальных точек) таково, что главные оси инерции не меняют свою ориентацию за все время движения относительно системы координат, связанной с твердым телом, а также имеет место $\dot{\vec{K}}_r^o = 0$, $\vec{r}'_c = 0$, т.е. полюс представляет собой центр масс системы, а относительный кинетический момент равен нулю. В этом случае уравнения движения несущего тела вокруг центра масс примут вид

$$J_c \dot{\vec{\omega}} + \dot{J}_c \vec{\omega} + \vec{\omega} J_c \vec{\omega} = \vec{M}_c. \quad (3)$$

Переходя к главным осям инерции, получим следующую систему дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} A(t)\dot{p} + (C(t) - B(t))qr + \dot{A}(t)p &= M_x, \\ B(t)\dot{q} + (A(t) - C(t))pr + \dot{B}(t)q &= M_y, \\ C(t)\dot{r} + (B(t) - A(t))qp + \dot{C}(t)r &= M_z, \end{aligned} \quad (4)$$

которые описывают движение несущего тела вокруг центра масс системы (случай Эйлера). В последнее время в некоторых научных работах встречаются уравнения движения твердого тела около неподвижной точки с переменными моментами инерции в виде уравнений

$$A(t)\dot{p} + (C(t) - B(t))qr = M_x,$$

$$B(t)\dot{q} + (A(t) - C(t))pr = M_y, \quad (5)$$

$$C(t)\dot{r} + (B(t) - A(t))qp = M_z.$$

Как видно, в этих уравнениях не хватает членов, содержащих производные от моментов инерции.

Рассмотрим вопрос движения системы, когда имеет место равенство $A(t)=B(t)$, т.е. во все время в относительном движении носимые тела обеспечивают осесимметричность системы по отношению к оси Cz и моменты сил сопротивления M_x, M_y, M_z пропорциональны первой степени соответствующих угловых скоростей.

В этом случае уравнения движения системы примут следующий вид:

$$\begin{aligned} A(t)\dot{p} + (C(t) - A(t))qr + \dot{A}(t)p &= -\lambda_1 p, \\ A(t)\dot{q} - (C(t) - A(t))pr + \dot{A}(t)q &= -\lambda_2 q, \\ C(t)\dot{r} + \dot{C}(t)r &= -\lambda_3 r, \end{aligned} \quad (6)$$

где $A(t), B(t), C(t)$ – главные моменты инерции системы; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – коэффициенты пропорциональности.

Если учесть, что последнее уравнение интегрируется в квадратурах

$$r = r_0 e^{-\int_0^t \frac{\lambda_3 + \dot{C}}{C} d\tau}, \quad (7)$$

то система уравнений (6) приводится к виду

$$\dot{p} + s(t)q = -\frac{\lambda_1 + \dot{A}(t)}{A(t)}p, \quad (8)$$

$$\dot{q} - s(t)p = -\frac{\lambda_2 + \dot{A}(t)}{A(t)}q, \quad (9)$$

где $s(t) = r \frac{C(t) - A(t)}{A(t)}.$

Для дальнейшего исследования системы вместо переменных p, q введем новые переменные ρ, α

$$p = \rho \cos \alpha, \quad q = \rho \sin \alpha. \quad (10)$$

В новых переменных уравнения движения приводятся к виду

$$\dot{\rho} = -\rho \left[\frac{\lambda_1 \cos^2 \alpha + \lambda_2 \sin^2 \alpha}{A} + \frac{\dot{A}}{A} \right], \quad (11)$$

$$\dot{\alpha} - s(t) = -\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{A} \sin \alpha \cos \alpha. \quad (12)$$

Таким образом, в новых переменных уравнения разделяются, а вопрос интегрирования сводится к интегрированию одного уравнения первого порядка.

В общем случае уравнение (12) не интегрируется в квадратурах. Исходя из физического смысла момента инерции $A(t)$, будет иметь место неравенство $A_0 \leq A(t) \leq A_1$, т.е., $A(t)$ ограничено снизу и сверху (при этом предположим, что A_1 достаточно большое число).

Прежде чем приступить к решению уравнения (12), следует принять за правило обязательно приводить уравнение к безразмерному виду. Представление уравнений в безразмерной форме выявляет наличие важных безразмерных параметров, которые определяют поведение исследуемой системы. С этой целью выберем некоторые характерные масштабы задачи – линейный α_1 и временной T^* и положим $\alpha = \alpha_0 \bar{\alpha}_1$, $t = T^* \tau$, где α_0 – начальное значение угла α .

В безразмерных переменных уравнение (12) будет иметь вид

$$\dot{\bar{\alpha}}_1 - \frac{T^*}{\alpha_0} s(T^* \tau) = -\frac{T^*}{2\alpha_0} \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{A_1} f(T^* \tau) \sin(2\alpha_0 \bar{\alpha}_1), \quad (13)$$

или

$$\dot{\bar{\alpha}}_1 - \mu(T^* \tau) = -\varepsilon f(T^* \tau) \sin(2\alpha_0 \bar{\alpha}_1),$$

$$\text{где } \mu = \frac{T^*}{\alpha_0}, \quad \varepsilon = \frac{T^*}{2\alpha_0} \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{A_1}, \quad A = \frac{A_1}{f(T^* \tau)}.$$

При этом начальное условие преобразуется к виду $\bar{\alpha}_1(0) = 1$.

Таким образом, данная задача будет зависеть от двух безразмерных параметров – μ и ε .

Пусть имеет место «слабо линейная» система [3], т.е. ε представляет собой малый параметр. Тогда уравнение (13) отвечает всем требованиям теоремы Пуанкаре (метод малого параметра) и решение этого уравнения, согласно теореме, будем искать в виде степенного ряда

$$\bar{\alpha}_1 = \alpha'_0 + \varepsilon \alpha_1 + \varepsilon^2 \alpha_2 + \dots + \varepsilon^n \alpha_n + \dots \quad (14)$$

по отношению к малому параметру.

Подставляя (14) в (13) и разлагая в ряд правую часть уравнения (13) по степеням малого параметра, сравниваем коэффициенты при одинаковых степенях малого параметра. При этом получим следующую систему уравнений для определения неизвестных функций α_i :

$$\begin{aligned} \dot{\alpha}'_0 - \mu s(T^* \tau) &= 0, & \alpha'_0(0) &= 1, \\ \dot{\alpha}_1 &= -f(T^* \tau) \sin(2\alpha_0 \alpha'_0), & \alpha_1(0) &= 0, \\ \dot{\alpha}_2 &= -4f(T^* \tau) \cos(2\alpha_0 \alpha'_0) \alpha_1, & \alpha_2(0) &= 0, \\ \dot{\alpha}_3 &= -f(T^* \tau) [4 \cos(2\alpha_0 \alpha'_0) \alpha_2 - \frac{1}{8} \sin(2\alpha_0 \alpha'_0) \alpha_1^2], & \alpha_3(0) &= 0, \\ & \dots \dots \dots \end{aligned} \quad (15)$$

Таким образом, интегрируя последовательно систему уравнений (15) относительно $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ с соответствующими начальными условиями, получим асимптотическое решение в виде степенного ряда относительно малого параметра ε .

В случае, когда имеет место $\lambda_1 = \lambda_2$, из уравнений (11) и (12) получим

$$\alpha(t) = \alpha(0) + \int_0^t \left(\frac{C(t) - A(t)}{A(t)} r_0 e^{-\int_0^t \frac{\lambda_3 + \dot{C}}{C} d\tau} \right) d\tau, \quad (16)$$

$$\rho = \rho_0 e^{-\int_0^t \frac{\lambda_1 + \dot{A}(\tau)}{A(\tau)} d\tau}, \quad (17)$$

$$\text{где } \alpha(0) = \arctg\left(\frac{q_0}{p_0}\right), \quad \rho_0 = \sqrt{p_0^2 + q_0^2}.$$

Возвращаясь к старым переменным p, q , будем иметь:

$$p = (\rho_0 e^{-\int_0^t \frac{\lambda_1 + \dot{A}(\tau)}{A(\tau)} d\tau}) \cos(\alpha(0) + \int_0^t (\frac{C(t) - A(t)}{A(t)} r_0 e^{-\int_0^t \frac{\lambda_3 + \dot{C}}{C} d\tau}) d\tau), \quad (18)$$

$$q = (\rho_0 e^{-\int_0^t \frac{\lambda_1 + \dot{A}(\tau)}{A(\tau)} d\tau}) \sin(\alpha(0) + \int_0^t (\frac{C(t) - A(t)}{A(t)} r_0 e^{-\int_0^t \frac{\lambda_3 + \dot{C}}{C} d\tau}) d\tau). \quad (19)$$

В случае постоянных моментов инерции (носимые тела находятся в относительном равновесии) в выражениях (18) и (19) следует считать $A(t) = B(t) = A_0$, $C(t) = C_0$ константами.

Теперь рассмотрим случай, когда в состав моментов внешних сил, кроме моментов сопротивления, входят возмущающие составляющие, являющиеся функциями времени:

$$M_x = f_1(t) - \lambda_1 p, \quad M_y = f_2(t) - \lambda_1 q, \quad M_z = f_3(t) - \lambda_3 r. \quad (20)$$

В этом случае уравнения движения несущего тела примут следующий вид:

$$\begin{aligned} A(t)\dot{p} + (C(t) - A(t))qr + \dot{A}(t)p &= -\lambda_1 p + f_1(t), \\ A(t)\dot{q} - (C(t) - A(t))pr + \dot{A}(t)q &= -\lambda_1 q + f_2(t), \\ C(t)\dot{r} + \dot{C}(t)r &= -\lambda_3 r + f_3(t), \end{aligned} \quad (21)$$

Из последнего уравнения системы (21) получим

$$r = [r_0 + \int_0^t f_3(\tau) e^{-n(\tau)} d\tau] e^{n(t)}, \quad (22)$$

где $n(\tau) = -\int_0^\tau \frac{\lambda_3 + \dot{C}}{C} d\tau$.

Первые два уравнения с учетом обозначений $s = \frac{C-A}{A} r(t)$, $f'_1 = \frac{f_1}{A}$, $f'_2 = \frac{f_2}{A}$ можно объединить, сложив первое с произведением второго на i

$$\dot{p} + i\dot{q} = -(\lambda'_1 + is(t))(p + iq) + f'_1 + if'_2,$$

общий интеграл которого будет

$$p + iq = [C_0 + \int_0^t (f'_1 + if'_2) e^{-(\lambda'_1 + is(\tau))} d\tau] e^{-\int_0^t (\lambda'_1 + is(\tau)) d\tau}. \quad (23)$$

Разложив правую часть полученного решения на действительную и мнимую части и присоединив (21), получим все три составляющие угловой скорости несущего тела. Таким образом, если для параметров λ_1, λ_2 имеет место равенство $\lambda_1 = \lambda_2$, то задача сводится к квадратурам.

Полученные аналитические решения, хотя и представляют собой весьма частный случай, основываются на классическом методе и имеют точную оценку в отличие от результатов, полученных в работе [4], где применяется метод частичной дискретизации нелинейных дифференциальных уравнений.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Лурье А. И. Аналитическая механика. М: Гостехиздат, 1961. –824 с.
- [2] Моисеев Н. Н. Асимптотические методы нелинейной механики. М.: Наука, 1981. –400 с.
- [3] Найфе А. Введение в методы возмущений / Пер. с англ. М.: Мир, 1985. – 535 с.
- [4] Берсугир М. А. Аналитические решения некоторых задач динамики твердого тела и прикладной теории гироскопов: Автореф. дис. ... канд. физ.-мат. наук. Алматы, 2010.

Национальный университет Узбекистана
им. Мирзо Улугбека

Дата поступления
03.05.2017

М.Н. Сидиков, М.И. Рузमतов. Кичик параметр усули ёрдамида инерция моментлари ўзгарувчи қаттиқ жисм ҳаракатининг асимптотик ҳусусий ечимлари

Инерция моментлари ўзгарувчи қаттиқ жисмнинг қўзғалмас нуқта атрофидаги ҳаракати ўраганилган. Ҳусусий ҳолда кичик параметр усули ёрдамида асимптотик ечим топилган. Ташиқ кучлар моментлари бурчак тезликлар ва вақтнинг функциялари бўлган ҳоллар кўриб чиқилган.

M. Sidikov, M. Ruzmatov. Asymptotic partial solutions of the motion of a rigid body with variable moments of inertia by the method of a small parameter

The motion of a rigid body around a fixed point with variable moments of inertia is considered. In the particular case, the asymptotic solution is obtained by the small parameter method. Cases when the moments of external forces are functions of angular velocities and time are considered.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ БЕСКОНЕЧНЫХ СООСНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК ПРИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Основными элементами современных летательных и подводных объектов, технологического оборудования атомных и тепловых электростанций, газонефтяной промышленности являются различные резервуары и сосуды с жидкостью. Они выполняют разнообразные функции (например, емкость тепловых энергий, емкость аварийного охлаждения некоторых элементов объекта, транспортировка жидкостей, бассейны топлива и мн. др.), располагаются в различных структурах конструкций, существенно различаются по конструкционному исполнению, условиям эксплуатации и т.п. [1, 2]. Они могут быть объединены едиными методами расчета на динамические воздействия внешних сил и гидродинамическое воздействие жидкости. Как известно [3 – 5], наличие жидкости приводит к изменению колебаний конструкций, дополнительному гидродинамическому давлению на стенки резервуара. При этом для относительно тонкостенных резервуаров гидродинамический расчет обычно оказывается основным, так как масса заполняющей резервуар жидкости значительно больше массы его стенок. Среди резервуаров различных сложностей очертаний наибольший интерес представляют цилиндрические кругового очертания, в которых удачно сочетаются простота, компактность и высокая технологичность. В зависимости от характера работы резервуара используются различные математические модели для описания динамики жидкости. Один из важных факторов в поведении жидкости – наличие кавитационных пузырьков в жидкости. Пузырьки в жидкости, даже в малых относительных газосодержаниях, способны привести к снижению прочности стенок резервуара [2].

Постановка задачи – исследование динамического взаимодействия оболочечных элементов конструкций с пузырьковой жидкостью. Рассмотрим конструкцию из двух соосных цилиндрических оболочек бесконечной длины, разделенных слоем жидкости. Жидкость примем невязкой, а перемещения оболочек – малыми. На внешнюю поверхность конструкций при $t=0$ начинает действовать осесимметричная импульсная нагрузка, изменяемая во времени. На внутреннюю оболочку действует только жидкость. Проанализируем динамику деформирования оболочек для случаев идеально упругой, кавитирующей и пузырьковой жидкости.

Основные уравнения задачи. Поведение изучаемой гидроупругой системы описываем основными уравнениями механики сплошных сред и теории оболочек типа Кирхгофа – Лява. Уравнения движения бесконечной цилиндрической оболочки следуют из [2, 3], если принять в них $u=0$, $k_y=1/R$, $k_x=0$ и ввести окружающую координату $\varphi=y/R$ (R – радиус цилиндра), а также отбросить нелинейные члены. При этом для оболочек имеем

$$\begin{aligned} \frac{1}{R_\alpha^2} \frac{\partial^2 g_\alpha}{\partial \varphi^2} - \frac{\nu_\alpha}{R_\alpha} \frac{\partial w_\alpha}{\partial \varphi} &= \frac{1-\nu_\alpha^2}{E_\alpha} \rho_\alpha \frac{\partial^2 g_\alpha}{\partial t^2}, \\ \frac{h_\alpha^2}{12} \nabla^2 \nabla^2 w_\alpha - \frac{\nu_\alpha}{R_\alpha^2} \frac{\partial g_\alpha}{\partial \varphi} + \frac{w_\alpha}{R_\alpha^2} &= \frac{1-\nu_\alpha^2}{E_\alpha h_\alpha} \left(q_\alpha - \rho_\alpha h_\alpha \frac{\partial^2 w_\alpha}{\partial t^2} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где $\nabla^2 = \frac{1}{R_\alpha} \left(\frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} + 1 \right)$; $\nabla^2 \nabla^2 = \frac{1}{R_\alpha^2} \left(\frac{\partial^4}{\partial \varphi^4} + 2 \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} + 1 \right)$; $q_1 = P$, $q_2 = q - P$. Эти уравнения справедливы для внутренней ($\alpha=1$) и внешней ($\alpha=2$) оболочек.

Компоненты напряжений имеют вид

$$\sigma_\phi = \frac{E}{(1-\nu^2)R} \left[\frac{\partial g}{\partial \varphi} - w + \frac{1}{2R} \left(\frac{\partial w}{\partial \varphi} \right)^2 - \frac{z}{R} \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right], \quad \sigma_s = \nu \sigma.$$

На часть внешней поверхности рассматриваемой системы действует импульс давления, изменяющийся по угловой координате соответственно синусоидальному закону

$$q(t, \varphi) = g(t) \sin \frac{\pi \varphi}{L}, \quad (0 \leq \varphi \leq L), \quad (2)$$

где L – угол участка нагружения.

Решения уравнений (1) должны удовлетворять условиям непротекания:

$$\frac{\partial w_\alpha}{\partial \phi} = g_{ж} \quad \text{при } r = R_\alpha \quad (\alpha = 1; 2),$$

где $g_{ж}$ – скорость частиц жидкости; $R_\alpha (\alpha=1;2)$ – внутренний и внешний радиусы соосных цилиндрических оболочек.

Начальные условия задачи – нулевые: $w = 0$; $\frac{\partial w}{\partial t} = 0$; $g = 0$; $\frac{\partial g}{\partial t} = 0$ при $t=0$.

Жидкость примем идеальной. Для описания ее движения используем следующие уравнения сохранения (в полярной системе координат r, φ):

$$\frac{\partial g_r}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}, \quad \frac{\partial g_\varphi}{\partial t} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \varphi}, \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\rho}{r} \left(\frac{\partial(r v_r)}{\partial r} + \frac{\partial g_\varphi}{\partial \varphi} \right) = 0.$$

Уравнения состояния жидкости приведены в [5].

Алгоритм решения задачи. На поверхности контакта сред выполнялись условия непротекания. Расчет ведем методом конечных разностей и методом Уилкинса. При разностной аппроксимации уравнений оболочки использовались центральные разности. Для каждой точки оболочки записываем разностное уравнение оболочки относительно сеточной функции на $(m+1)$ -м временном слое, выразив ее через значения сеточной функции на $m, m-1$ слоях:

$$w_i^{m+1} = 2w_i^m - w_i^{m-1} - \frac{1}{2h_\varphi} (g_{i+1}^m - g_{i-1}^m) + \frac{q_i^m \tau^2}{\rho h} + \frac{1}{e} \left\{ \frac{h^2}{12R^2} \left[\frac{1}{h_\varphi^4} (w_{i+2}^m - 4w_{i+1}^m + 6w_i^m - 4w_{i-1}^m + w_{i-2}^m) \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{2}{h_\varphi^2} (w_{i+1}^m - 2w_i^m + w_{i-1}^m) + w_i^m \right] + w_i^m \right\}; \\ g_i^{m+1} = 2g_i^m - g_i^{m-1} + \frac{1}{e} \left[\frac{1}{h_\varphi^2} (g_{i+1}^m - 2g_i^m + g_{i-1}^m) + \frac{1}{2h_\varphi} (w_{i+1}^m - w_{i-1}^m) \right],$$

где $w_i^m, \dots, w_{i-2}^m, w_i^{m+1}, g_i^m, \dots, g_{i-1}^m, g_i^{m+1}$ – сеточные функции; q_i^m – внешняя нагрузка; $e = \frac{(1-\nu^2)R^2\rho}{E\tau^2}$.

Приведенные уравнения определяют значения искоемых сеточных функций внутри области, ограниченной линиями $i=3, 4, \dots, N+3$. В предлагающих точках неизвестные находим из условия симметрии:

$$w_1^{m+1} = w_5^{m+1}; \quad w_2^{m+1} = w_4^{m+1}; \quad w_{N+5}^{m+1} = w_{N+1}^{m+1}, \\ w_{N+4}^{m+1} = w_{N+2}^{m+1}; \quad g_2^{m+1} = -g_4^{m+1}; \quad g_{N+4}^{m+1} = -g_{N+2}^{m+1}.$$

Сеточные функции в узлах первых двух временных слоев определяют начальные условия задачи

$$w_i^0 = 0; \quad w_i^1 = 0; \quad g_i^0 = 0; \quad g_i^1 = 0.$$

Описанная явная разностная схема аппроксимирует исходную дифференциальную задачу с точностью порядка квадрата шага сетки.

Результаты численных расчетов. Расчеты проводили для случая коаксиальных стальных оболочек, между которыми находится вода. Рассматривали конструкцию таких размеров: толщина внутренней и внешней оболочки – 0.005 м, их радиусы – 0.5 и 0.75 м. Считали, что на внешнюю поверхность конструкции приложено осесимметричное давление, изменяющееся по закону равнобедренного треугольника с основанием 260 мкс и высотой 10 МПа. В единице объема жидкости равномерно распределены пузырьки газа и исходное относительное газосодержание в жидкости равно 0.000009. Расчеты проводили по следующим моделям жидкости: пузырьковой (модель 1); идеально упругой (модель 2); кавитирующей (модель 3); метастабильной, поведение которых описывалось широкодиапазонным уравнением Кузнецова (модель 4) [5]. Шаг по координате равен 0.05 м. Шаг по времени выбирали из условия устойчивости Куранта. Если в процессе счета нарушалась устойчивость решения, шаг по времени делился на два и задача просчитывалась сначала уже при уменьшенном шаге времени и так до тех пор, пока не обеспечивалась устойчивость численного решения. В таблице показано изменение во времени радиальных прогибов лобовой точки ($\varphi=\pi/2$) внешней оболочки по расчетным моделям 1 – 4 (t -мс, w , мм)

Изменение радиальных прогибов лобовой точки внешней оболочки по моделям 1 – 4

t	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
1	– 0.511	– 0.451	– 0.323	0.258	0.114	0.307	0.442
2	– 0.460	– 0.408	– 0.382	– 0.334	– 0.275	– 0.463	– 0.598
3	– 0.512	– 0.450	– 0.322	– 0.259	0.116	0.309	0.449
4	– 0.510	– 0.450	– 0.365	– 0.315	– 0.282	– 0.482	– 0.822

Для внутренней оболочки аналогична закономерность изменения прогибов: максимальные прогибы – 1.86 (1); – 1.32 (2); – 1.89 (3); – 1.31 мм (4). Видно, что модели 1 и 3 показывают близкие результаты и, бесспорно, более правильно описывают реальное поведение гидроупругой системы. Расчеты по моделям 2 и 4 дают прогибы приблизительно одинаковые и как доказано в работе [3], результаты расчетов по этим моделям лучше согласуются между собой при комнатной температуре. Согласно моделям 1 и 3, волновые процессы в жидкости к моменту времени 0.0003 с затухают за счет возникновения пузырьковой кавитации в жидкости, чего не наблюдается в результатах расчетов по моделям 2 и 4. Увеличение амплитуды нагрузки (50 МПа; 100 МПа) приводит к изменению характера прогибов внутренней оболочки, т.е. внешняя нагрузка более опасна для внутренней стенки гидроупругой системы, чем внешняя.

Сравнение результатов численного исследования по модели 3 показало следующее. Если $p < -0.2$ МПа (где p – давление в жидкости), то $p=0$; если $p < -0.2$ МПа, то $p=-0.2$ МПа. Сравнение результатов расчета проведено при следующих задачах: модель 1; модель 1, без учета пузырьков в крайних ячейках жидкости, но в них с привлечением модели 2; модель 1, без учета пузырьков в крайних ячейках жидкости, но в них с привлечением модели 3; в предыдущей задаче по двум вышеупомянутым критериям разрушения. Во всех задачах результаты по прогибам приблизительно одинаковы. Изменение шага по времени ($t=0.1 \dots 1$ мкс) существенно не влияет на точность решения задачи по моделям 1 и 3 (максимальные прогибы отличаются в пределах 0.2 – 0.3 %).

Таким образом, согласно результатам, модель пузырьковой кавитации достаточно точно учитывает кавитационное явление в жидкости [2, 4 – 6]. Как отмечалось в [2, 6], модель идеально упругой жидкости и близкие к ней модели не обеспечивают приемлемые точности в расчетах волновых процессов в рассматриваемой простейшей гидроупругой системе. Следовательно, численно моделировано возникновение нестационарной пузырьковой кавитации в задачах гидроупругости и развит круг задач взаимодействия оболочек с жидкостью.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Алдошин Г. Т. К истории гидроупругости от Эйлера до наших дней // Механика твердого тела. Вып. 37. 2007. С. 184 – 191.
- [2] Галиев Ш. У. Динамика гидроупругопластических систем. Киев: Наукова думка, 1981. – 376 с.
- [3] Вольмир А. С. Нелинейная динамика пластинок и оболочек. М.: Наука, 1972. – 432 с.
- [4] Галиев Ш. У. Нелинейные волны в ограниченных сплошных средах. Киев: Наукова думка, 1988. – 263 с.

- [5] Худойназаров Х.Х., Абдирашидов А. Нестационарное взаимодействие упругопластически деформируемых элементов конструкций с жидкостью. Ташкент: Фан, 2005. – 220 с.
- [6] Численное моделирование волновых процессов в ограниченных средах/ Галиев Ш.У., Бабич Ю.Н., Жураховский С.А. и др. Киев: Наукова думка, 1989. – 200 с.

Самаркандский государственный университет

Дата поступления
21.04.2017

А. Абдирашидов. Гидродинамик юкланган қўйи ўқли чексиз узунликдаги цилиндрик қобикнинг ностационар деформацияланишини сонли тадқиқ этиши

Ушбу мақолада чексиз узунликдаги қобикнинг пуфакчали суюқлик билан динамик ўзаро таъсири тадқиқ қилинган. Гидроэластиклик масалаларида ностационар пуфакчали кавитациянинг пайдо бўлиши моделиштирилган. Идеал эластик, кавитацияланувчи ва пуфакчалари суюқликлар ҳолатлари учун қобикларнинг деформацияланиш динамикаси таҳлил қилинган.

A. Abdirashidov. Numerical research of non-stationary deformation of infinite coaxial cylindrical shell at hydrodynamic loading

In article it is investigated dynamic interactions of coaxial cylindrical shell of infinite length with vesiculate liquid. In number modeling emergence of non-stationary vesiculate cavitation in problems of hydroelasticity. It is analyzed dynamics of deformation of covers for cases of ideally elastic, cavitating and vesiculate liquid.

УДК 539.3

А.Т. БУРИЕВ

ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ РАСЧЕТ ОДНОЭТАЖНОГО КАРКАСНОГО ЗДАНИЯ ПРИ СЕЙСМИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Каркасные здания промышленного и гражданского назначения являются массовыми конструктивными системами. Они получили распространение благодаря широким возможностям планировочных решений внутреннего пространства, а также за счет полной индустриализации изготовления и монтажа конструкций, возможности эффективно использовать и распределять материалы и сокращать их общий расход.

За основу, определяющую конструктивную схему каркаса, принят способ восприятия горизонтальных нагрузок, а это, в свою очередь, влечет рассмотрение конструкции узла сопряжения колонн с перекрытием.

Пространственная жесткость каркасных зданий обеспечивается дисками перекрытий. Экспериментальные и теоретические исследования работы сборных перекрытий свидетельствуют о сложности и неоднозначности напряженно-деформированного состояния. Большинство исследователей склоняются к тому, чтобы принимать сборные перекрытия в своей плоскости абсолютно жесткими.

Определенное распространение получили динамические расчеты, в которых в качестве сейсмического воздействия принимается короткий временной процесс. Мононобе, Сюэхиро и К. С. Завриев [1] моделировали сейсмическое воздействие отрезком синусоиды

$$\ddot{y}_0 = A \sin \omega t, \quad (1)$$

где A – максимум ускорения; ω – преобладающая частота воздействия.

Широкое распространение получила модель сейсмического воздействия, предложенная И.Л. Корчинским [2]:

$$\ddot{y}_0 = A e^{-st} \sin \omega t. \quad (2)$$

Для учета реального спектрального состава сейсмического воздействия в работах [3] использованы более сложные аппроксимации, например,

$$\ddot{y}_0 = A \sin(\omega(t) \cdot t). \quad (3)$$

Эти аппроксимации подбирались из условия близости спектров ускорений предлагаемого процесса и реальных воздействий.

Сейсмические воздействия могут иметь любое направление в пространстве. Для зданий и сооружений простой геометрической формы расчетные сейсмические нагрузки следует принимать

действующими горизонтально в направлении их продольной и поперечной оси. Действие сейсмических нагрузок в указанных направлениях следует учитывать отдельно.

При расчете сооружений сложной формы следует учитывать наиболее опасные для данной конструкции или ее элементов направления действия сейсмических нагрузок.

Рассмотрим одноэтажное производственное здание, имеющее симметричную форму в плане и равномерное распределение жесткостей. Направим оси координат $Oxyz$, как показано на рис. 1.

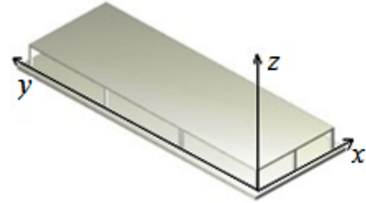


Рис. 1. Общий вид здания

Здание будем рассматривать как рамную систему с тремя степенями свободы. Перемещения точек колонн и перекрытий в направлении оси Ox обозначим через U и, соответственно, через V – в направлении оси Oy , W – в направлении оси Oz .

Как большинство исследователей, будем считать, что перекрытия и ригеля в своей плоскости абсолютно жесткие.

В дальнейшем будем использовать следующие обозначения:

NK – общее количество колонн здания; H – высота здания; U_n – горизонтальные перемещения колонны под номером n в направлении оси Ox ; V_n – горизонтальные перемещения колонны под номером n в направлении оси Oy ; W_n – вертикальные перемещения колонны под номером n в направлении оси Oz ; Mx_n , My_n – изгибающие моменты в колонне под номером n ; Qx_n , Qy_n – поперечные силы в колонне под номером n ; Nx_n , Ny_n , Nz_n – продольные силы в колонне под номером n ; F_n – поперечное сечение колонны под номером n ; ρ_n – плотность колонны под номером n ; U_p , V_p , W_p – горизонтальные и вертикальные перемещения покрытия здания.

В начальный момент времени ($t=0$) здание находится в покое и при $0 \leq z \leq H$, $n=1 \dots NK$ задается условие

$$U_n(0, z) = 0, \quad \frac{\partial U_n(0, z)}{\partial t} = 0, \quad V_n(0, z) = 0, \quad \frac{\partial V_n(0, z)}{\partial t} = 0, \quad W_n(0, z) = 0, \quad \frac{\partial W_n(0, z)}{\partial t} = 0. \quad (4)$$

Граничные условия для основания здания при $z = 0$, $n = 1 \dots NK$ принимаем следующими:

$$\frac{\partial^2 U_n(t, 0)}{\partial t^2} = f_1(t), \quad \frac{\partial U_n(t, 0)}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial^2 V_n(t, 0)}{\partial t^2} = f_2(t), \quad \frac{\partial V_n(t, 0)}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial^2 W_n(t, 0)}{\partial t^2} = f_3(t), \quad (5)$$

где $f_1(t)$, $f_2(t)$, $f_3(t)$ – горизонтальные и вертикальные составляющие ускорения сейсмического воздействия.

Граничные условия на уровне покрытия здания при $z=H$, $n=1 \dots NK$ примем

$$U_p(t) = U_n(t, H), \quad \frac{\partial U_n(t, H)}{\partial x} = 0, \quad V_p(t) = V_n(t, H), \quad \frac{\partial V_n(t, H)}{\partial x} = 0, \quad W_p(t) = W_n(t, H). \quad (6)$$

Уравнения движения колонн при $n=1 \dots NK$, $0 < z < H$ имеют следующий вид:

$$\rho_n F_n \frac{\partial^2 U_n}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 My_n}{\partial z^2}, \quad \rho_n F_n \frac{\partial^2 V_n}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 Mx_n}{\partial z^2}, \quad \rho_n F_n \frac{\partial^2 W_n}{\partial t^2} = \frac{\partial Nz_n}{\partial z}. \quad (7)$$

Уравнения движения покрытия имеют вид

$$M \frac{\partial^2 U_p}{\partial t^2} = \sum_{n=1}^N Qx(H)_n, \quad M \frac{\partial^2 V_p}{\partial t^2} = \sum_{n=1}^N Qy(H)_n, \quad M \frac{\partial^2 W_p}{\partial t^2} = \sum_{n=1}^N Nz(H)_n, \quad (8)$$

где M – масса плиты покрытия.

Если здание имеет балочные покрытия, то в (8)

$$M = M_1 + M_2,$$

где M_1 – масса плиты покрытия; M_2 – суммарная масса ригелей этажа.

Для определения напряженно-деформированного состояния каркасного здания необходимо решить систему уравнений (7) – (8) с граничными условиями (5) – (6) и начальными условиями (4).

При расчете зданий необходимо учитывать еще собственный вес, ветровую, снеговую нагрузку на покрытия и временные нагрузки, но при расчете внимание уделяется только сейсмическому воздействию.

Полученная система уравнений в частных производных (7) – (8) для каждой колонны с граничными и начальными условиями решается методом конечных разностей второго порядка точности по алгоритму, приведенному в [4].

При сейсмическом воздействии на здание учитываются горизонтальные составляющие в двух направлениях и использована модель (1)

$$\frac{\partial^2 U_n(t,0)}{\partial t^2} = A_x \sin(\omega t), \quad \frac{\partial^2 V_n(t,0)}{\partial t^2} = A_y \sin(\omega t), \quad (9)$$

где A_x, A_y – составляющие максимальных амплитуд ускорения соответственно по осям x, y ; ω – преобладающая частота воздействия.

Исходные данные одноэтажного здания:

- количество пролетов в продольном направлении – 3;
- количество пролетов в поперечном направлении – 2;
- длина пролетов в продольном направлении – 12 м;
- длина пролетов в поперечном направлении – 6 м;
- высота колонн – 6м;
- колонны и ригеля имеют сечения 0.4м×0.4м;
- покрытие состоит из плиты размером 0.2м×12м×36м;
- колонны, ригеля и плита изготовлены из бетона класса В30 без армирования.

При численных расчетах приняты: $NK=12$ (количество колонн); $E=3.25 \cdot 10^4$ МПа (модуль Юнга); $H=6$ м (высота колонн); $\rho=2500$ кг/м³ (плотность колонн); $\tau=4 \cdot 10^{-5}$ с (шаг сетки по времени); $h_z=0.4$ м (шаг сетки по высоте колонн); $a_r=6$ м (длина поперечных ригелей, т.е. по оси x); $b_r=12$ м (длина продольных ригелей, т.е. по оси y); $F_r=0.16$ м² (площадь ригелей); $a_p=12$ м (ширина перекрытия); $b_p=36$ м (длина перекрытия); $h_p=0.2$ м (толщина перекрытия); $h_x=0.4$ м (ширина сечения колонн); $h_y=0.4$ м (высота сечения колонн); $A=0.1g$ (максимальная амплитуда ускорения сейсмического воздействия соответствует 7 баллам). Горизонтальные составляющие ускорения по оси x – $A_x=A \cos(\alpha)$, по оси y – $A_y=A \sin(\alpha)$; $\alpha=\pi/6$ и представляют собой угол направления сейсмического воздействия относительно оси x .

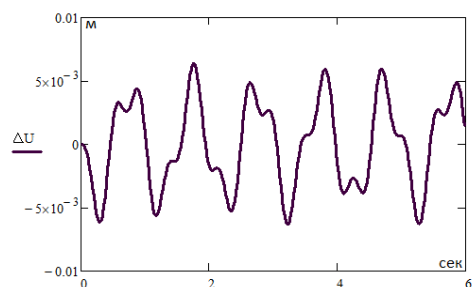


Рис. 2. Изменение смещения верха здания относительно основания во времени при $\nu=1$ Гц

Теперь перейдем к результатам расчетов. Так как колонны одноэтажного здания имеют одинаковые механические, геометрические характеристики и движение их основания задается ускорением сейсмического воздействия, которое в соответствующих направлениях по времени изменяется по одинаковому закону, поэтому достаточно привести результаты для одной колонны. Если механические и геометрические характеристики хотя бы одной колонны отличаются от других, то усилия в колоннах будут разными.

На рис. 2 – 4 приведены графики изменения от времени при $\nu=1$ Гц смещения верха здания относительно основания, изгибающих моментов и поперечных сил в 1-й колонне.

Из рис. 2 можно заметить, что покрытие здания смещается относительно основания почти на $\Delta U_{\max}=0.0063$ м и смещение верха здания меньше, чем предельное смещение, т.е. $\Delta U_{\max} < f_{\text{пред}}$, в нашем случае $f_{\text{пред}}=0.012$ м ($f_{\text{пред}}=H/500$, где H – высота здания).

На рис. 5 приведены графики изменения от времени при $\nu=2$ Гц, изгибающих моментов и поперечных сил в 1-й колонне. Частота $\nu=2$ Гц сейсмического воздействия близка к резонансной частоте здания и амплитуды колебания ускорения, изгибающих моментов и поперечных сил, достигнув некоторого максимального значения, начинают убывать почти до нуля, затем снова возрастают; при этом возрастание и убывание происходит периодически, т.е. наблюдается явление биения. Это явление тоже опасно для здания и в данном случае амплитуда ускорения верхнего торца колонны в 6 раз превышает амплитуду основания.

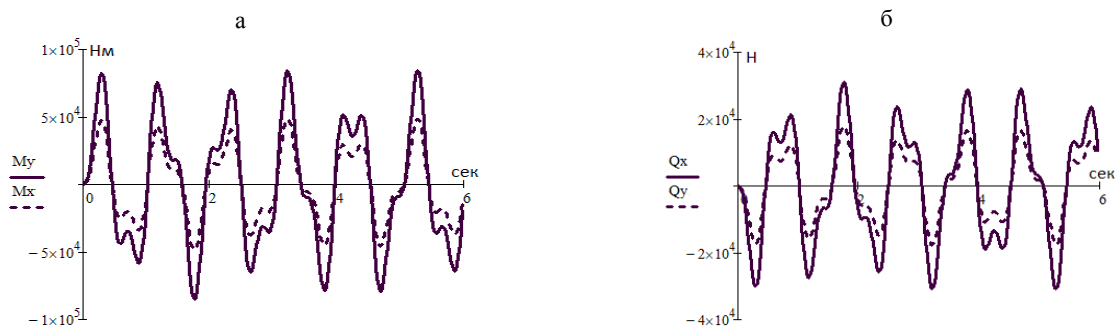


Рис. 3. График изменения изгибающих моментов: *а* – поперечных сил (сплошная линия – M_y , пунктирная – M_x); *б* – у основания колонны во времени (сплошная линия – Q_x , пунктирная – Q_y)

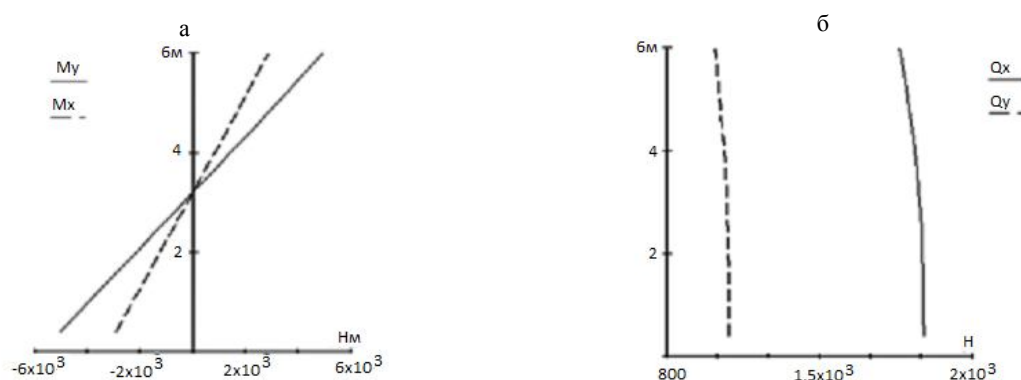


Рис. 4. Распределение изгибающих моментов: *а* – поперечных сил (сплошная линия – M_y , пунктирная – M_x); *б* – при $t=6$ с, $\nu=1$ Гц (сплошная линия – Q_x , пунктирная – Q_y)

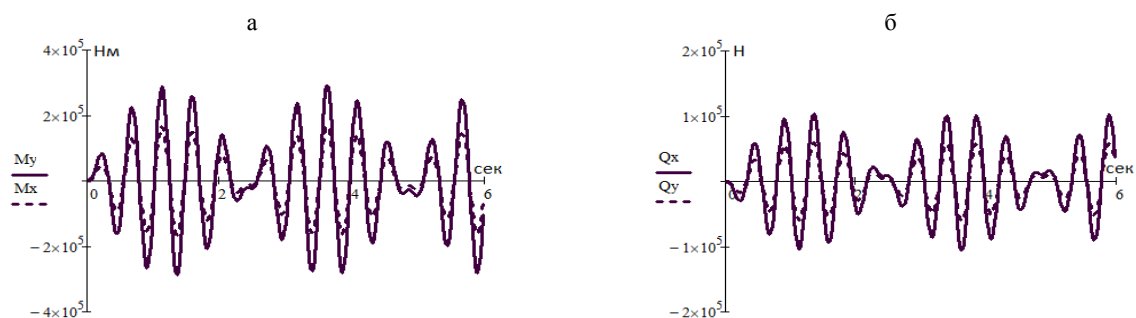


Рис. 5. График изменения изгибающих моментов: *а* – поперечных сил (сплошная линия – M_y , пунктирная – M_x); *б* – у основания колонны во времени ($\nu=2$ Гц) (сплошная линия – Q_x , пунктирная – Q_y)

Частота $\nu=2.4$ Гц сейсмического воздействия совпадает с собственной частотой здания, поэтому амплитуды колебания ускорения, изгибающих моментов и поперечных сил (рис. 6) резко возрастают и происходит резонанс.

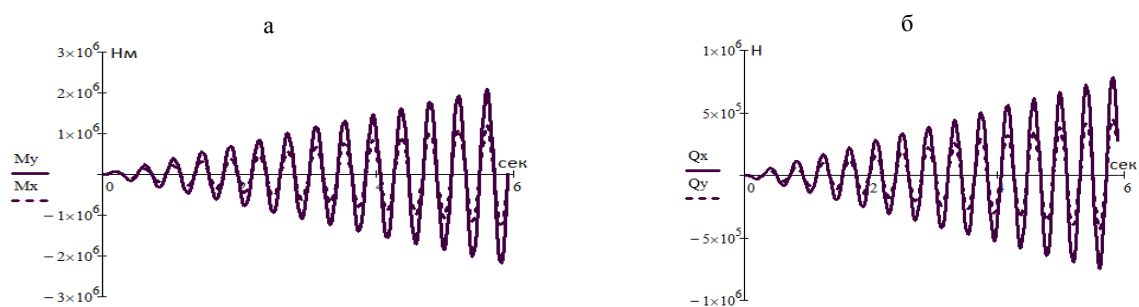


Рис. 6. График изменения изгибающих моментов: *а* – поперечных сил (сплошная линия – M_y , пунктирная – M_x); *б* – у основания колонны во времени ($\nu=2.4$ Гц) (сплошная линия – Q_x , пунктирная – Q_y)

Так как мы рассматриваем упругую задачу, т.е. все колонны считаются упруго- деформируемыми, в конструкциях здания не происходит диссипации энергии и основание здания колеблется по гармоническому закону (модель Завриева (1)), поэтому явление биения (см. рис. 5) и резонанса (см. рис. 6) неизбежно. Чтобы в расчетах не происходило бесконечного роста амплитуд колебания по времени при резонансе (см. рис. 6), задачу необходимо решить в упруго-пластической, упруго-вязкопластической постановке или учитывать распространение волн в грунте, которое было рассмотрено в [4], и решение получим для одной колонны с сосредоточенной массой на конце.

При 7-балльном землетрясении с частотой 10 гц напряжение в колоннах меньше допускаемого при сжатии для бетона, но растягивающие напряжения больше допускаемого напряжения при растяжении. Поэтому необходимо провести армирование колонн для обеспечения их прочности при вышеуказанном воздействии.

Следует отметить необходимость проведения расчетов каркасного здания с учетом собственного веса, ветровых, снеговых нагрузок на покрытия, временных нагрузок и особого сочетания нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Завриев К.С., Назаров А.Г. и др. Основы теории сейсмостойкости зданий и сооружений. М.: Стройиздат, 1970. – 224 с.
- [2] Корчинский И.Л. Сейсмостойкое строительство зданий. М.: Высшая школа, 1971. – 282 с.
- [3] Jonson G.R., Epstein H.R. Short Duration AnalHic Earthquake // Proc. of the ASCE, 1976. Vol. 102. N. ST5. P. 993 – 1011.
- [4] Буриев А.Т. Учет распространения волн в грунте при изгибном колебании балки с сосредоточенной массой на конце // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2015. № 3 – 4. С. 3 – 8.

Институт сейсмостойкости сооружений АН РУз

Дата поступления
15.05.2017

А.Т. Буриев. Бир қаватли қарқас бинони сейсмик таъсирга фазовий ҳисоблаш

Мақолада сейсмик тўлқин таъсирида бир қаватли ишлаб чиқаришга мўлжалланган бинонинг тебраниши кўрилган. Бино кўндаланг ва бўйлама йўналишида бир нечта пролетга эга бўлиб, устунлар устига ўрнатилган плита ва тўсинлар абсолют қаттиқ деб қаралган. Спектрал назариядан фарқли мақолада фазо бўйича уч ўлчовли масалани динамик усулда ечиш таклиф қилинган. Бинонинг ҳар бир устуни учун Кирхгофф-Ляв назарияси бўйича ҳаракат тенгламалари ёзилган ва ҳар бир устун учун ҳосил бўлган хусусий ҳосилалар дифференциал тенгламалар системаси чегаравий ва бошланғич шартлар билан биргаликда чекли айирмалар усулидан фойдаланган ҳолда ечилган. Сейсмик таъсир сифатида қисқа вақт давомида таъсир этувчи Завриев моделидан фойдаланилган ва сейсмик таъсирни горизонтал ташиқил этувчиси ихтиёрий йўналишга эга. Қўйи частотали сейсмик таъсирда, бинонинг хусусий частотаси ва унинг атрофидаги частоталарда устунлар салқилиги, эгувчи моментлар ва кесувчи кучлар учун ҳисоблаш натижалари график кўриниши келтирилган.

A.T. Buriev. Space calculation of a single floor building under seismic exposure

The article considers the spatial oscillation of a single floor industrial building having a symmetrical shape in terms of seismic action. The building has several number of spans in the longitudinal and transverse direction, the slabs of the covering and the crossbar in its plane are considered absolutely rigid. In contrast to the spectral theory, the article suggests the calculation of a frame building by a dynamic method in a spatial setting. For each building column, the equations of motion are written according to the Kirchhoff-Love theory and the resulting system of partial differential equations for each column with boundary and initial conditions is solved by the method of finite differences. As a seismic action, the Zavriev model with a short action time is used and the horizontal component has an arbitrary direction angle. The results of calculations in the form of graphs for column displacements, bending moments, transverse forces at low-frequency seismic action, for resonant and near resonant frequencies are presented.

З.Э. МИРСАЛИХОВ, Ш.Ш. АБДУКАМИЛОВ, А.М. АБДУКАРИМОВ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДЕФОРМАЦИЙ ОСНОВНОЙ ПЛОЩАДКИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ЗЕМЛЯНОГО ПОЛОТНА, ВОЗВЕДЕННОГО ИЗ ЛЁССОВИДНЫХ СУПЕСЕЙ

Осадки основной площадки возникают вследствие деформации толщи грунта от веса верхнего строения пути и от воздействия вибродинамической нагрузки от проходящих поездов. Эти деформации складываются из двух величин: деформаций вертикального уплотнения и деформаций бокового расширения грунта, причем последние в некоторых случаях могут иметь значительную величину и превосходить деформации вертикального уплотнения.

Определение вертикальных деформаций грунтов тела насыпи может быть выполнено любым из традиционных способов механики грунтов. На наш взгляд, с наибольшей точностью прогнозирование осадок основной площадки железнодорожного земляного полотна может быть выполнено с применением способа послойного элементарного суммирования с учетом действия вибродинамической нагрузки и снижения под ее влиянием модуля деформации грунта, предложенного В.П. Великотным [1]. Сущность этого метода заключается в определении деформаций грунтов от действия нагрузки как суммы осадок отдельных слоев земляного полотна такой толщины, для которой можно без погрешности принимать в расчетах средние значения действующих напряжений и деформативных характеристик с учетом вибродинамических нагрузок

$$S = \sum_{i=1}^N \frac{h_i \sigma'_{zi-\partial n}}{E_{i-\partial n}} \beta_z, \quad (1)$$

где h_i – по рекомендациям [1, 2] мощность отдельных слоев грунта, которую при расчете земляного полотна целесообразно назначить: в верхней части насыпи до глубины 2 м $h_i=0.5$ м; в нижележащих слоях $h_i=1.0$ м; $E_{i-\partial n}$ – модуль деформации грунта, полученный при испытаниях трехосного сжатия с учетом вибродинамической нагрузки; $\sigma'_{zi-\partial n}$ – максимальные динамические сжимающие напряжения в этих слоях, определенные по методу угловых точек; β_z – коэффициент, зависящий от бокового расширения грунта и глубины насыпи. Так как в теле земляного полотна грунт имеет возможность ограниченного бокового расширения, величина которого зависит от мощности вышележащих слоев, по данным И.В. Прокудина [1], рекомендуется $\beta=1.0$ при $z \leq 2$ м, а при $z > 2$ м $\beta=0.9$; N – количество рассматриваемых слоев, определяемое глубиной активной зоны сжатия h_d ; h_d – глубина активной зоны сжатия. По данным [1, 2], рекомендуется принимать 3 м от оснований площадки для динамических процессов.

Изменение модуля деформации в различных точках земляного полотна нужно учитывать в зависимости от уровня пульсации напряжений. Соответствующие решения получены в исследованиях, результаты которых изложены в [3, 4]. Влияние амплитуды колебаний на изменение динамического модуля деформации в поперечном сечении насыпи характеризуется зависимостью

$$E_o^{(y,z)} = E_{cm} \left[K_E + K_E e^{-K \cdot (A - A^H)} \right], \quad (2)$$

где K – коэффициент вибродинамического деформирования лёссовидной супеси; A – результирующая амплитуда колебаний, при которой определяются деформативные характеристики; A^H – начальная амплитуда колебаний, при которой снижение модуля деформации не превышает 5 %.

Остальные обозначения приведены в [3, 4].

Определения остаточной осадки, по данным исследователей В.Г. Березанцева, Н.А. Цытовича, И.В. Прокудина, А.В. Петряева, определяются следующим образом:

$$S_{ост} = S_{общ} + S_{упр}, \quad (3)$$

где $S_{ост}$ – остаточная осадка основной площадки земляного полотна; $S_{общ}$ – общая осадка основной площадки земляного полотна; $S_{упр}$ – упругая осадка основной площадки земляного полотна.

Таким образом, после подстановки в выражение (3) формул (1) и (2) расчетная формула осадки выглядит следующим образом:

$$S_{ocm} = \beta_z \left[\sum_{i=1}^N \frac{h_i \sigma'_{zi}}{E_{cm} [K'_E E^{-K(A-A'')}]} - \sum_{i=1}^N \frac{h_i \sigma'_{zi}}{E_{cm} [K_E^{y'} + K_E^y e^{-K'(A-A'')}]} \right]. \quad (4)$$

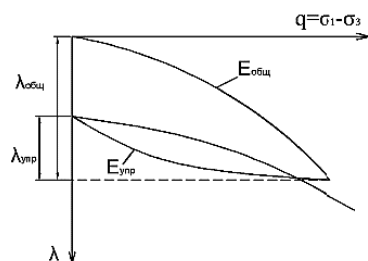


Рис. 1. Зависимость напряжений от относительной деформации

Результаты расчетов деформаций основной площадки земляного полотна (рис. 1).

Исходными данными являются:

- модуль общей деформации E_{cm} , коэффициент вибродинамического деформирования K , коэффициент виброупругости K_y , грунтов земляного полотна (лессовидных супесей), который определяется в соответствии с экспериментальными данными [3, 4];

- амплитуда колебаний A_0 , которая определяется в соответствии с [5];

- глубина активной зоны сжатия, 3 м от уровня основной площадки.

Для расчетов принимаем насыпь высотой 3 м, отсыпанную из лессовидной супеси (рис. 2) ($K_{упл}=1$, $W_L=19\%$, $W_{онм}=14\%$, $I_p=6$, $W_p=13\%$, $\rho_d^{\max}=1.87 \text{ т/м}^3$, $\rho=2.20 \text{ т/м}^3$). Балласт общей мощностью под шпалой 45 см, рельсы Р65 с железобетонными шпалами ($P_{всп}=0.016 \text{ МПа}$) 1840 шт. на 1 км.

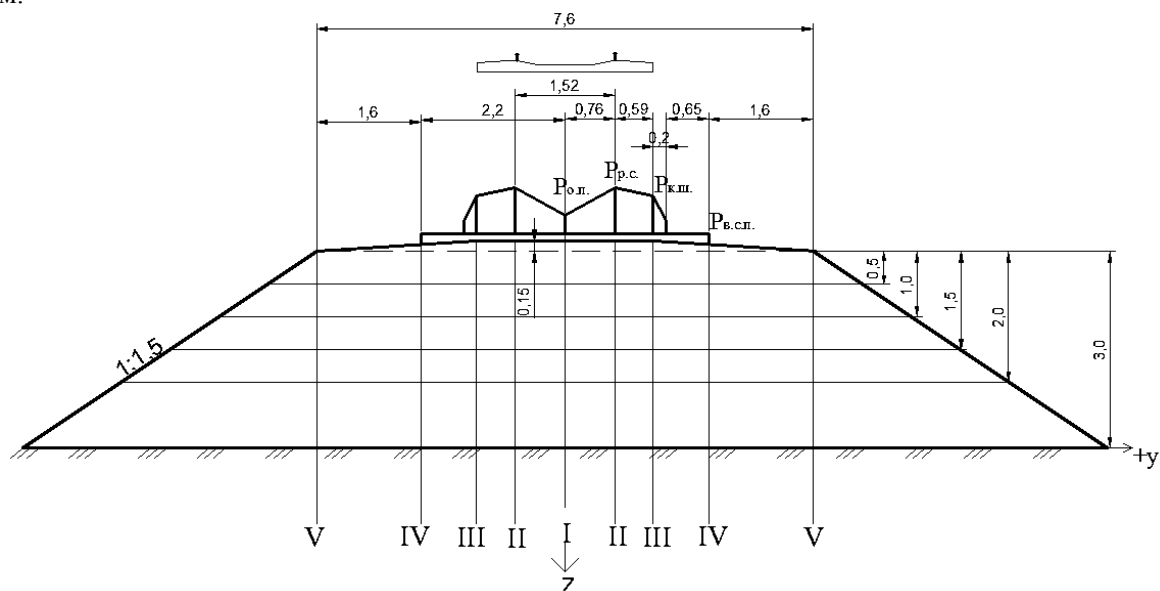


Рис. 2. Расчетная схема для определения динамических напряжений в земляном полотне

В поперечном профиле (см. рис. 2) насыпи выделены в пределах ширины основной площадки шесть расчетных сечений: 1 – по оси пути; 2 – в подрельсовом сечении; 3 – в начале уклона сливной призмы (1.15 м от оси пути); 4 – под концом шпалы; 5 – на расстоянии 2.2 м от оси пути; 6 – по бровке насыпи. Тело земляного полотна разбивается по высоте на пять слоев: четыре первых слоя мощностью по 0.5 м, последний слой – 1 м. Итого суммарная глубина активной зоны составила 3.0 м от уровня основной площадки.

Толщина слоев была принята при условии, чтобы разница между напряжениями на верхней и нижней границах была не более 10 %.

Расчеты осадок основной площадки проводились только от поездной нагрузки. Осадки от веса верхнего строения пути и собственного веса грунтов не определялись. Принималось, что осадки доуплотнения к моменту начала движения завершились.

Остаточные деформации земляного полотна определяются по формуле (4).

С учетом методических рекомендаций и формулы (4) определены остаточные деформации основной площадки земляного полотна, сложенного из лессовидных супесей, при скорости движения поездов 161 – 200 км/ч (рис. 3, а, б).

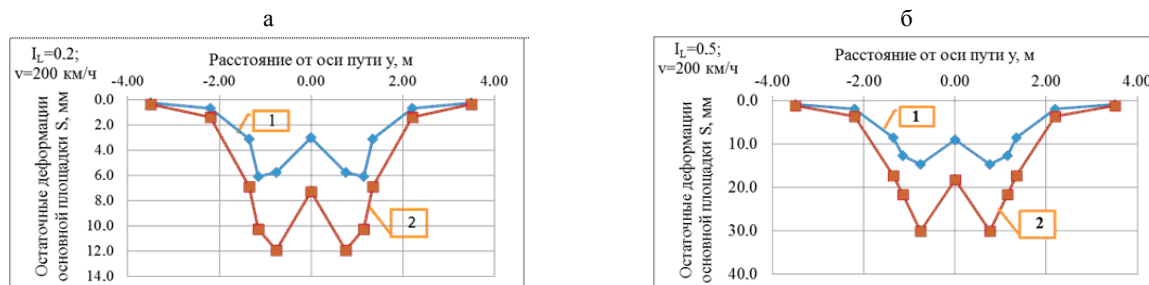


Рис. 3. Остаточные деформации основной площадки земляного полотна без учета (1) и с учетом (2) снижения показателей деформативности ($E_{общ}$ и $E_{упр}$) при воздействии вибродинамической нагрузки

Как установлено, с повышением влажности грунтов земляного полотна (лёссовидные супеси) увеличиваются остаточные деформации основной площадки. Наибольшая осадка основной площадки в интервале показателя текучести от 0.2 до 0.5 во всех случаях происходит в пределах ширины рельсошпальной решетки. При показателе текучести 0.2, и 0.5 деформации в подрельсовом сечении составляют 12 и 30 мм соответственно. При этих же показателях текучести остаточные деформации на расстоянии 2.2 м от оси пути составляют соответственно 1.4 и 3.6 мм, т.е. в среднем снижаются в 8 раз.

Представленные величины осадок на уровне основной площадки земляного полотна приводят к появлению обратных уклонов. Необходимо отметить, что появление обратных уклонов на основной площадке земляного полотна, возведенного из лёссовидных супесей, будет способствовать накоплению воды, которое приведет к понижению деформативных характеристик, а это в свою очередь – к развитию локальных деформаций с последствием нарушения безопасности движения поездов.

Таким образом, для стабильной работы земляного полотна из лёссовидных супесей при показателе консистенции $I_L > 0$ в условиях скоростного движения от 161 до 200 км/ч необходимо проводить мероприятия по усилению основной площадки земляного полотна во избежание образования обратных уклонов. А для определения остаточных осадок основной площадки земляного полотна, возведенного из лёссовидной супеси, целесообразен расчет по предложенной формуле (4), так как в этой формуле учитываются упругие осадки с учетом вибродинамических нагрузок от проходящих поездов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Великотный В. П. Исследование деформируемости глинистых грунтов железнодорожного земляного полотна при вибродинамических нагрузках: Дис. ... канд. техн. наук. Л., 1980. – 211с.
- [2] Прокудин И. В. Прочность и деформативность железнодорожного земляного полотна из глинистых грунтов, воспринимающих вибродинамическую нагрузку: Дис. ... докт. техн. наук. Л., 1983. – 455с.
- [3] Колос А. Ф., Мирсалихов З. Э. Исследование деформативных свойств лёссовидных супесей при воздействии вибродинамической нагрузки от скоростного подвижного состава// Инженерный вестник Дона [Электронный журнал]. 2012. № 3. URL: <http://ivdon.ru/magazine/latest/n3y2012/922>.
- [4] Мирсалихов З. Э., Абдукаримов А. М. Исследование модуля упругости лёссовидной супеси при воздействии вибродинамической нагрузки// Научные труды республиканской научно-технической конференции с участием зарубежных ученых «Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте». Ташкент: ТашИИТ, 2013.
- [5] Мирсалихов З. Э. Особенности распространения колебаний в земляном полотне железнодорожного пути, сооружаемого из лёссовидных грунтов в Республике Узбекистан в условиях скоростного движения поездов // Инженерный вестник Дона [Электронный журнал]. 2012. № 3. URL: <http://ivdon.ru/magazine/latest/n3y2012/1010>.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта

Дата поступления
22.05.2017

З.Э. Мирсалихов, Ш.Ш. Абдукаимов, А.М. Абдукаримов. Лёссимон супеслардан кўтарилган темир йўл ер полотносининг асосий майдончаси деформацияланишини ҳисоблаш методикаси

Эксперимент маълумотларига асосланган ҳолда тезжурар поездлар ўтишидан ҳосил бўладиган вибродинамик юкларни ҳисобга олган ҳолда лёссимон супеслардан кўтарилган ер полотносининг асосий майдончасини ҳисоблаш методикаси яратилди. Келтирилган метод бўйича темир йўл ер полотносини ҳисоби амалга оширилди. Ер полотнонинг асосий майдончасини деформацияларини қийматлари келтирилди.

Z.E. Mirsalihov, Sh.Sh. Abdukamilov, A.M. Abdukarimov. Method for calculating the deformations of the main site of a railway earthen canvas, erected from loesslike sandy loam

Based on experimental data, a method was developed for calculating the main site of an earthen canvas, erected from loess-like sandy loam, taking into account the vibrodynamic loads arising from passing high-speed trains. According to the proposed method, a railway earth track was calculated. The values of deformation of the main site of the roadbed are given.

УДК 531.01, 624.1

Т.Р. РАШИДОВ, Т. ЮДАШЕВ, Д.А. БЕКМИРЗАЕВ, Е.В. АН, Н.А. НИШОНОВ

ЭТАПЫ РАЗВИТИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОДЗЕМНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ПРИ СЕЙСМИЧЕСКИХ НАГРУЖЕНИЯХ

Рассмотрим подземные сооружения с точки зрения их прочности как конструкции типа рам, все элементы которых находятся в контакте с окружающим грунтом. Узловые соединения элементов имеют увеличенные габариты, в которых под разными углами пересекаются линейные элементы различных сечений [1].

Предположение о том, что сооружение всюду жестко скреплено с грунтом, т.е. его деформация равна деформации грунта внутри фронта волны (распространено, например, в Японии), также может приводить к ошибкам порядка 100 % [1].

К настоящему времени имеется достаточный материал о поведении подземных трубопроводов по произошедшим землетрясениям. В теоретическом плане мы обладаем достаточным потенциалом и результатами. Имеющиеся возможности позволяют создать различные математические модели по подземным трубопроводам и получить численные результаты, которые можно сопоставить с материалами по последствиям землетрясений. Но материалы последних двух Всемирных конференций по сейсмостойкому строительству и имеющиеся литературные источники в мире показывают, что наши возможности по проведению экспериментальных исследований крайне недостаточны [2 – 4]. Для изучения поведения подземных трубопроводов при сильных движениях, когда в грунтах имеются разрывы, разжиженность и разлом, в первую очередь требуется организация и проведение экспериментальных исследований на современных установках, где также можно испытать альтернативы, рекомендации для создания сейсмостойких конструкций трубопроводов, в которых возможны сильные движения. О таких экспериментах было доложено на XV Всемирной конференции по сейсмостойкому строительству, которая проходила в Лиссабоне в конце сентября 2012 г. [4]. В Институте сейсмостойкости сооружений АН РУз имеется подобная установка, которая требует существенной модернизации с использованием достижений электроники.

1 этап. Продольные и поперечные колебания подземных трубопроводов.

Уравнение продольных колебаний основной трубы x вдоль оси x запишется в виде [1]

$$B'_x \frac{\partial^2 u'_x}{\partial x^2} - m'_x \frac{\partial^2 u'_x}{\partial t^2} - (\tau'_{xz} d'_y + \tau'_{xy} d'_z) = 0. \quad (1)$$

Дифференциальное уравнение продольных колебаний вдоль x в относительных перемещениях имеет вид (линейный случай) [1]

$$B'_x \frac{\partial^2 u'}{\partial x^2} - m'_x \frac{\partial^2 u'}{\partial t^2} - k'_x u' = -m'_x \frac{\partial^2 u_0}{\partial t^2} + B'_x \frac{\partial^2 u_0}{\partial x^2}.$$

Здесь $k'_x = k'_{xz} d'_y + k'_{xy} d'_z$, принята линейная упругая модель продольного взаимодействия, которая хорошо обоснована Т.Рашидовым [1].

В частности, с помощью исследований напряженно-деформированного состояния стержня на моделях Кельвина – Фойгта рассматриваются продольные колебания прямолинейного конечного участка подземного трубопровода при переменном коэффициенте продольного взаимодействия с грунтом

$$\rho \frac{\partial^2 u}{\partial \bar{t}^2} = E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \eta \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial \bar{t}} - \frac{2R}{(R^2 - r^2)} k_x(x)(u - u_0). \quad (2)$$

Для учета вязких свойств взаимодействия предлагались и другие модели, использующие подходы наследственной теории. Акцентируется внимание на сложной системе трубопроводов, взаимодействующих с окружающим грунтом, с применением приближенных методов исследования с целью широкого использования вычислительных средств созданием пакета прикладных программ для различных разновидностей строительных объектов.

Задачи решаются методом конечных разностей, учитываются различные грунтовые условия, глубина заложения, геометрия, закрепление концов и наличие узловых соединений трубопроводов при различных видах сейсмических нагружений.

Обследования разрушений показывают, что наиболее часто встречающимися видами повреждения являются разрывы трубопроводов по кольцевому сечению, образование трещин в кольцевом сечении и повреждения изгибного характера. Причем значительная часть из общего количества повреждений изгибного характера приходится на трубопроводы, направление которых параллельно направлению сейсмических волн [5].

Рассматриваются постановка и приближенное численное решение задачи об установившихся поперечных колебаниях прямолинейного конечного участка подземного трубопровода, взаимодействующего с частично водонасыщенной грунтовой средой. Для материала подземных труб примем модель Фойгта, тогда дифференциальное уравнение поперечных колебаний трубы будет в виде [6]

$$\rho F \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + I\eta \frac{\partial^5 w}{\partial x^4 \partial t} + EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2\pi R k_x(x)(w - u_0) = 0, \quad (3)$$

где ρ – плотность материала; E – модуль упругости; η – коэффициент вязкости; $k_x(x)$ – коэффициент поперечного взаимодействия трубопровода с грунтовой средой; R – радиус трубопровода; u_0 – смещение грунта при сейсмических нагружениях; EI – изгибная жесткость.

Изучается проблема выпучивания подземных трубопроводов при продольном нагружении, когда окружающий его мелкодисперсный грунт значительно переувлажнен [7]:

$$\begin{aligned} EJ \frac{\partial^4 (W_1 - W_0)}{\partial x^4} + (m_T + m_G) \frac{\partial^2 W_1}{\partial t^2} + \beta \frac{\partial W_1}{\partial t} + k(W_1 - W_0) + P(t) \frac{\partial^2 W_1}{\partial x^2} = \\ = \frac{EF_T}{l} \left[u(l, t) - u(0, t) + \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial W_1}{\partial x} \right)^2 dx \right] \frac{\partial^2 W_1}{\partial x^2}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $W_1(x, t)$, $W_0(x)$ – начальный и полный прогибы трубы; $u(0, t)$ и $u(l, t)$ – продольное перемещение концов трубопровода; E – модуль упругости материала трубы; J – осевой момент инерции сечения трубы; F_T – площадь поперечного сечения трубы; l – длина трубы; m_T – погонная масса трубопровода; m_G – замещенная погонная масса грунта; $P(t)$ – внешняя сила.

Задачи решались как в линейной, так и геометрически нелинейной постановках. Решения получены аналитическим и численным методами. Выявлено, что на устойчивость трубопровода влияют значения продольной силы, начального прогиба, геометрические размеры трубы, коэффициенты упругого и вязкого взаимодействия трубопровода с грунтом. Полученные результаты позволяют установить в каждом конкретном случае значение так называемого критического времени и величину критической силы, при которых трубопровод оказывается в состоянии динамической неустойчивости, которая на практике проявляется в форме его выпучивания.

Степень повреждения трубопроводов во время землетрясения зависит от целого ряда факторов: интенсивности сейсмического воздействия, геологических и гидрогеологических условий, эксплуатационно-технологических нагрузок и воздействий, конструкции трубопровода, характеристик материала труб, сроков его эксплуатации, качества строительства и др.

Грунты, окружающие подземные трубопроводы, не только являются источником сейсмического воздействия, но и участвуют в колебательном процессе совместно с самим трубопроводом. В зависимости от однородности и плотности окружающей трубопровод грунтовой среды, степени обводненности грунтов интенсивность проявления землетрясения и механизм взаимодействия сооружения с грунтом будут различными. Поэтому существенное значение приобретают эмпирические и экспериментальные исследования по анализу фактических данных о поведении подземных и надземных трубопроводов при сейсмических воздействиях.

II этап. Колебания подземных трубопроводов при сейсмических нагрузках в произвольном направлении в заданной плоскости.

Анализ последствий сильных землетрясений показывает, что сейсмостойкость подземных трубопроводов зависит от направления сейсмической волны, так как подземные сооружения при землетрясениях находятся под действием произвольного направления нагружения и оценка напряженно-деформированного состояния подземных трубопроводов при сложных колебаниях является актуальной и служит определению возможной сейсмической опасности [8, 9]. В последние годы больше внимания уделяется расчету подземных трубопроводов с использованием современных компьютеров [10 – 14]. Для приведения континуальной задачи к дискретной используются следующие основные подходы: метод конечных разностей (МКР), метод конечных элементов (МКЭ), вариационно-разностный метод (ВРМ) и метод граничных элементов (МГЭ). Являясь, по существу, простейшим вариантом реализации МКЭ, ВРМ сочетает в себе простоту МКР и алгоритмичность МКЭ, что делает их очень удобными для программной реализации.

Выведена система уравнений движения линейного подземного трубопровода на основе вариационного принципа Гамильтона–Остроградского [13] при произвольном направлении сейсмического нагружения [13, 14]. Построена вычислительная схема на основе метода конечных разностей [15] для исследования напряженно-деформированного состояния подземного трубопровода при произвольном направлении действия сейсмических сил. Выполнена численная реализация задачи на “Borland Delphi 7” при задании конкретного закона сейсмического движения грунта.

Для изучения совместных продольных и поперечных колебаний подземных сооружений типа трубопроводов при произвольном направлении сейсмического нагружения применим прикладную теорию колебаний стержней [16].

На основе допущений, приведенных в работе [16], перемещения трубопровода выбираем в виде

$$u_1 = u - z\alpha_2, \quad u_2 = 0, \quad u_3 = W. \quad (5)$$

При этом вариации кинетической энергии можно представить следующим образом:

$$\int_t \delta T dt = \int_t \int_V \left[\rho \frac{\partial u_1}{\partial t} \delta \frac{\partial u_1}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_3}{\partial t} \delta \frac{\partial u_3}{\partial t} \right] dV dt, \quad (6)$$

а вариации потенциальной энергии –

$$\int_t \delta \Pi dt = \int_t \int_V (\sigma_{11} \delta \varepsilon_{11} + \sigma_{13} \delta \varepsilon_{13}) dV dt = \int_t \int_V \left[\sigma_{11} \delta \frac{\partial u_1}{\partial x} + \sigma_{13} \delta \left(\frac{\partial u_3}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial z} \right) \right] dV dt. \quad (7)$$

Подставляем выражения u_i из соотношения (6)

$$\int_t \delta \Pi dt = \int_t \int_V \left(\sigma_{11} \delta \frac{\partial}{\partial x} (u - z\alpha_2) + \sigma_{13} \delta \left(\frac{\partial W}{\partial x} - \alpha_2 \right) \right) dV dt. \quad (8)$$

После раскрытия скобки под знаками вариации имеем

$$\int_t \delta \Pi dt = \int_t \int_V \left(\sigma_{11} \delta \frac{\partial u}{\partial x} - z \sigma_{11} \delta \frac{\partial \alpha_2}{\partial x} + \sigma_{13} \delta \frac{\partial W}{\partial x} - \sigma_{13} \delta \alpha_2 \right) dV dt. \quad (9)$$

Здесь выполним операции интегрирования по частям.

Вариации работы внешних сил

$$\int_t \delta A dt = \int_t \int_V [P_1 \delta u_1 + P_3 \delta u_3] dV dt + \int_t \int_S [q_1 \delta u_1 + q_3 \delta u_3] dS dt + \int_t \int_{S_1} [\varphi_1 \delta u_1 + \varphi_3 \delta u_3] dS_1 dt \Big|_x. \quad (10)$$

Вариации потенциальной (8), кинетической (6) энергий и работы внешних сил (10) подставляем в вариационный принцип Гамильтона – Остроградского

$$\int_t (\delta T - \delta \Pi + \delta A) dt = 0. \quad (11)$$

В результате получаем вариационное уравнение в виде

$$\begin{aligned}
\int_t (\delta T - \delta \Pi + \delta A) dt = \int_t \int_x \left\{ \left[-\rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{\partial N_x}{\partial x} + N_x(P_1) + N_x(q_1) \right] \delta u + \left[-\rho I_y \frac{\partial^2 \alpha_2}{\partial t^2} - \right. \right. \\
\left. \left. - \frac{\partial M_y}{\partial x} + Q_{13} - (M_y(P_1) + M_y(q_1)) \right] \delta \alpha_2 + \left[-\rho F \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} + \frac{\partial Q_{13}}{\partial x} + Q_{13}(P_3) + Q_{13}(q_3) \right] \delta W \right\} dx dt + \\
+ \int_t \left[(-N_x + N_x(\varphi_1)) \delta u + (M_y - M_y(\varphi_1)) \delta \alpha_2 + (-Q_{13} + Q_{13}(\varphi_3)) \delta W \right]_x dt + \\
+ \int_x \left[\rho F \frac{\partial u}{\partial t} \delta u + \rho I_y \frac{\partial \alpha_2}{\partial t} \delta \alpha_2 + \rho F \frac{\partial W}{\partial t} \delta W \right]_t dx = 0. \quad (12)
\end{aligned}$$

Вариации неизвестных функций не равны нулю, поэтому коэффициенты должны равняться нулю.

Таким образом, из вариационного уравнения (12) можно получить систему уравнений с соответствующими граничными и начальными условиями. В перемещениях

$$\begin{cases} -\rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EF \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + N_x(P_1) + N_x(q_1) = 0, \\ -\rho I_y \frac{\partial^2 \alpha_2}{\partial t^2} + EI_y \frac{\partial^2 \alpha_2}{\partial x^2} + GF \frac{\partial W}{\partial x} - GF \alpha_2 - (M_y(P_1) + M_y(q_1)) = 0, \\ -\rho F \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} + GF \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} - GF \frac{\partial \alpha_2}{\partial x} + Q_{13}(P_3) + Q_{13}(q_3) = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Граничные условия в перемещениях:

$$\begin{aligned}
\left(-EF \frac{\partial u}{\partial x} + N_x(\varphi_1) \right) \delta u \Big|_x &= 0, \\
\left(-EI_y \frac{\partial \alpha_2}{\partial x} - M_y(\varphi_1) \right) \delta \alpha_2 \Big|_x &= 0, \\
\left(-GF \left(\frac{\partial W}{\partial x} - \alpha_2 \right) + Q_{13}(\varphi_3) \right) \delta W \Big|_x &= 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Естественные начальные условия:

$$\rho F \frac{\partial u}{\partial t} \delta u \Big|_t = 0, \rho I_y \frac{\partial \alpha_2}{\partial t} \delta \alpha_2 \Big|_t = 0, \rho F \frac{\partial W}{\partial t} \delta W \Big|_t = 0. \quad (15)$$

Учет взаимного смещения подземной трубы относительно окружающего грунта привел к созданию динамической теории сейсмостойкости сложных систем подземных сооружений [1, 17]. Предполагается, что любое рассматриваемое сооружение является удлиненным, разветвляющимся как по простиранию, так и по глубине, со сложными как жесткими, так и податливыми узлами в зонах разветвления.

Рассматриваются продольные колебания конструкции при продольном воздействии волны и поперечные колебания конструкции при поперечном воздействии сейсмической волны, где установлено, что наиболее опасным является во многих случаях совпадение направления волны с продольной осью трубопровода. В общем случае при произвольном направлении нагружения вышеприведенная проблема до сих пор остается открытой. Проведенные теоретические и экспериментально-вычислительные исследования в некоторой мере решают эти проблемы и дают новое направление и возможность применения разработанных математических моделей, алгоритмов и комплексов программ для изучения колебаний подземных конструкций при воздействии сейсмических волн в произвольном направлении относительно главных осей конструкции.

III этап. Трубопроводы со сложной конфигурацией.

Объектом исследования являются подземные трубопроводы Т-, Г- и V-образной конфигурации систем жизнеобеспечения – водо-, газо-, нефте-, теплопроводы и канализации, расположенные в грунтах с нарушенной структурой [18].

Дифференциальные уравнения колебаний трубопровода со сложной конфигурацией в перемещениях имеют вид

$$\begin{cases} -\rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EF \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + N_x(P_1) + N_x(q_1) = 0, & \begin{pmatrix} I \rightarrow II \\ x \rightarrow y \end{pmatrix}, \\ -\rho I_z \frac{\partial^2 \alpha_1}{\partial t^2} + EI_z \frac{\partial^2 \alpha_1}{\partial x^2} + GF \frac{\partial v}{\partial x} - GF \alpha_1 - (M_z(P_1) + M_z(q_1)) = 0, & \begin{pmatrix} I \rightarrow II \\ x \rightarrow y \end{pmatrix}, \\ -\rho F \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + GF \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - GF \frac{\partial \alpha_1}{\partial x} + (Q_{12}(P_2) + Q_{12}(q_2)) = 0, & \begin{pmatrix} I \rightarrow II \\ x \rightarrow y \end{pmatrix}. \end{cases} \quad (16)$$

Граничные условия имеют вид

$$\begin{aligned} \left(-EF \frac{\partial u}{\partial x} + q_1^I l^I \right) \delta u \Big|_x &= 0, \\ \left(-EI_z \frac{\partial \alpha_1}{\partial x} - \frac{1}{2} q_2^I (l^I)^2 \right) \delta \alpha_1 \Big|_x &= 0, \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \left(-GF \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \alpha_1 \right) + q_2^I l^I \right) \delta v \Big|_x &= 0, \\ \left(-EF \frac{\partial u}{\partial y} + q_2^I l^I \right) \delta u \Big|_y &= 0, \\ \left(-EI_z \frac{\partial \alpha_1}{\partial y} - \frac{1}{2} q_2^I (l^I)^2 \right) \delta \alpha_1 \Big|_y &= 0, \\ \left(-GF \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \alpha_1 \right) + q_1^I l^I \right) \delta v \Big|_y &= 0. \end{aligned} \quad (18)$$

Проведенные теоретические и вычислительные экспериментальные исследования решают проблемы оценки напряженно-деформируемого состояния Г-образных трубопроводов при сейсмических нагружениях, направленных произвольно относительно главных осей конструкции. В деталях рассматриваются разработанные математические модели, алгоритмы и комплекс прикладных программ. Для изучения совместных продольных, поперечных колебаний подземных трубопроводов при произвольном направлении сейсмического нагружения применена прикладная теория колебаний стержней.

IV этап. Пространственное сейсмическое нагружение подземных трубопроводов.

На основе допущений [16] трубопровод моделируется в виде стержня, а перемещения устанавливаются следующим образом:

$$u_1 = u - y\alpha_1 - z\alpha_2, \quad u_2 = v + z\theta, \quad u_3 = w - y\theta, \quad (19)$$

где компоненты u_1, u_2, u_3 – перемещения любой точки трубопровода; u, v, w – продольные, поперечные перемещения оси трубопровода; α_1, α_2 – углы поворота оси трубы при чистом изгибе; θ – кручения оси трубопровода.

Принимаем, что трубопровод деформируется в пределах упругости. Поэтому для материала трубопровода рассматривается закон Гука

$$\sigma_{11} = E\varepsilon_{11}, \quad \sigma_{12} = G\varepsilon_{12}, \quad \sigma_{13} = G\varepsilon_{13}. \quad (20)$$

Выражения вариации кинетической, потенциальной энергий и работы внешних сил трубопровода подставляем в вариационный принцип Гамильтона – Остроградского (11), тогда из вариационного уравнения подземного трубопровода получаем следующую систему уравнений с начальными и граничными условиями

$$\left\{ \begin{array}{l} -\rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EF \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + N_x(P_1) + N_x(q_1) = 0, \\ -\rho I_z \frac{\partial^2 \alpha_1}{\partial t^2} + EI_z \frac{\partial^2 \alpha_1}{\partial x^2} + GF \frac{\partial v}{\partial x} - GF \alpha_1 - (M_z(P_1) + M_z(q_1)) = 0, \\ -\rho I_y \frac{\partial^2 \alpha_2}{\partial t^2} + EI_y \frac{\partial^2 \alpha_2}{\partial x^2} + GF \frac{\partial w}{\partial x} - GF \alpha_2 - (M_y(P_1) + M_y(q_1)) = 0, \\ -\rho F \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + GF \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - GF \frac{\partial \alpha_1}{\partial x} + (Q_{12}(P_2) + Q_{12}(q_2)) = 0, \\ -\rho F \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + GF \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - GF \frac{\partial \alpha_2}{\partial x} + (Q_{13}(P_3) + Q_{13}(q_3)) = 0, \\ -\rho I_p \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + GI_p \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + (M_x(P_2, P_3) + M_x(q_2, q_3)) = 0. \end{array} \right. \quad (21)$$

Естественные граничные условия подземного трубопровода следующие:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left[-EF \frac{\partial u}{\partial x} + N_x(\varphi_1) \right] \delta u \Big|_x = 0, \left[-EI_z \frac{\partial \alpha_1}{\partial x} - M_z(\varphi_1) \right] \delta \alpha_1 \Big|_x = 0, \\ \left[-EI_y \frac{\partial \alpha_2}{\partial x} - M_y(\varphi_1) \right] \delta \alpha_2 \Big|_x = 0, \left[-GF \frac{\partial v}{\partial x} + GF \alpha_1 + Q_{12}(\varphi_2) \right] \delta v \Big|_x = 0, \\ \left[-GF \frac{\partial w}{\partial x} + GF \alpha_2 + Q_{13}(\varphi_3) \right] \delta w \Big|_x = 0, \left[-GI_p \frac{\partial \theta}{\partial x} + M_x(\varphi_2, \varphi_3) \right] \delta \theta \Big|_x = 0, \end{array} \right. \quad (22)$$

где P_1, P_2, P_3 – объемные силы; q_1, q_2, q_3 – поверхностные силы; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – торцевые силы, воздействующие на трубопровод.

Естественные начальные условия подземного трубопровода:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho F \frac{\partial u}{\partial t} \delta u \Big|_t = 0, \rho I_z \frac{\partial \alpha_1}{\partial t} \delta \alpha_1 \Big|_t = 0, \rho I_y \frac{\partial \alpha_2}{\partial t} \delta \alpha_2 \Big|_t = 0, \\ \rho F \frac{\partial v}{\partial t} \delta v \Big|_t = 0, \rho F \frac{\partial w}{\partial t} \delta w \Big|_t = 0, \rho I_p \frac{\partial \theta}{\partial t} \delta \theta \Big|_t = 0. \end{array} \right. \quad (23)$$

Для решения системы алгебраических уравнений разрабатываются алгоритмы компьютерной реализации, на основе которых составляются комплексы программ. Таким образом, появляется триада модель – алгоритм – программа рассматриваемого объекта.

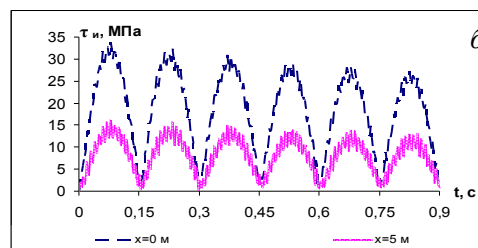
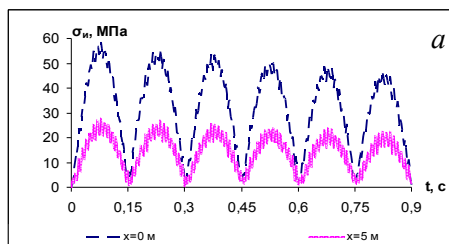
Интенсивность нормального и касательного напряжений для подземного трубопровода при произвольном нагружении вычисляется по следующим формулам:

$$\sigma_u = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{2\sigma_{11}^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2)}, \quad (24)$$

$$\tau_u = \frac{1}{\sqrt{6}} \sqrt{2\sigma_{11}^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2)}. \quad (25)$$

Определяемые интенсивности нормального и касательного напряжений можно сравнить с допускаемыми напряжениями для трубопровода. Изменение значений интенсивности нормального и касательного напряжений по времени в заданных сечениях трубопровода приведены на рисунке. Как видно, максимальные значения интенсивности нормальных и касательных напряжений достигаются на заземленном конце трубопровода.

С течением времени амплитуды колебаний интенсивности нормального и касательного напряжений уменьшаются. Этот процесс соответствует закону движения грунта. Все это позволяет не только совершенствовать нормативный документ по сейсмостойкому строительству подземных систем жизнеобеспечения, но и предложить реальные алгоритмы, программы расчета для проектирования подземных трубопроводных систем жизнеобеспечения в сейсмических районах.



Изменение значений интенсивности нормального (а) и касательного напряжений (б) по времени в заданных точках поперечного сечения и в заданных сечениях $x=0$ м и $x=5$ м

Полагаем возможность получения более упрощенных результатов, принимая во внимание основные факторы, влияющие на НДС систем подземных трубопроводов. Приведенные этапы математического моделирования сейсмодинамики подземных трубопроводных систем являются результатом многолетних исследований (обобщений), из которых получаем ряд известных результатов, полученных основателями сейсмодинамической теории подземных трубопроводных систем.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Рашидов Т.Р. Динамическая теория сейсмостойкости сложных систем подземных сооружений. Ташкент: Фан, 1973. – 180 с.
- [2] Рашидов Т.Р., Ан Е.В. Сейсмодинамика сооружений, взаимодействующих с грунтом, в материалах Международной конференции по проектированию в геотехнической инженерии (Токио, Япония, 2009 г.) // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2013. № 3 – 4. С. 40 – 45.
- [3] Рашидов Т.Р., Рашидов И.Т., Ан Е. Вопросы изученности сейсмостойкости систем жизнеобеспечения (подземные трубопроводы) // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2010. № 3. С. 12–14.
- [4] Ан Е.В., Рашидов Т.Р. Сейсмодинамика подземных трубопроводных систем жизнеобеспечения в материалах XV Всемирной конференции по сейсмостойкому строительству (Лиссабон, 2012) // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2014. № 3 – 4. С. 154 – 159.
- [5] Рашидов Т.Р., Юлдашев Т., Бекмирзаев Д.А., Ан Е.В., Нишонов Н.А. Современные проблемы сейсмодинамики подземных трубопроводных систем жизнеобеспечения и направление дальнейших исследований // Вестник Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры имени Н.Исанова. 2016. № 1(51). С. 419 – 427.
- [6] Рашидов Т.Р., Нишонов Н.А. Сейсмодинамика подземных полимерных трубопроводов с переменными коэффициентами взаимодействия // Журнал «Основания, фундаменты и механика грунтов». М., 2016. №3. С. 34–38.
- [7] Ан Е.В. Динамическая устойчивость трубопроводов, расположенных в водонасыщенных грунтах. Ташкент: Фан ва технология, 2013. – 112 с.
- [8] NEESR Annual Report. Prepared by Cornell University, Rensselaer Polytechnic Institute and Sciencenter Discovery Center. USA, 2006. – 36 p.
- [9] Бекмирзаев Д.А., Нишонов Н.А., Юлдашев Т. Метод конечных разностей в сейсмодинамике трубопроводов, взаимодействующих с грунтом // Материалы Международной научно-технической конференции «Современные геотехнологии в строительстве и их научно-техническое сопровождение». Спб., 2014. С. 574 – 580.
- [10] Власов А.Н., Волков-Богородский Д.Б., Знаменский В.В., Мнушкин М.Г. Численные расчеты в геомеханике применительно к линейным сооружениям // Вестник МГСУ. М., 2012. № 3. С. 35–42.
- [11] Дюкина Н.С. Численное моделирование взаимодействия заглубленных сооружений с грунтовым основанием при сейсмических воздействиях. Нижний Новгород: Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского, 2009. – 22 с.
- [12] Яваров А.В. Численное моделирование сопротивления массива грунта перемещениям подземного трубопровода // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». М., 2012. №3. С. 360 – 377. <http://www.ogbus.ru>.
- [13] Рашидов Т.Р., Юлдашев Т., Бекмирзаев Д.А. К проблеме математического моделирования задач сейсмодинамики подземных трубопроводов // Проблемы механики. 2016. № 3. С. 21 – 25.
- [14] Rashidov T.R., Bekmirzaev D.A.. Seismodynamics of Pipelines Interacting with the Soil // Soil Mechanics and Foundation Engineering. Vol. 52. New York. July 2015. Issue 3. P. 149 – 154.
- [15] Самарский А.А., Вабищевич П.Н., Самарская Е.А. Задачи и упражнения по численным методам. М.: Эдиториал УРСС, 2000. – 208 с.
- [16] Кабулов В.К. Алгоритмизация в теории упругости и деформационной пластичности. Ташкент: Фан, 1966. – 386с.
- [17] Рашидов Т.Р., Хожметов Г.Х. Сейсмостойкость подземных трубопроводов. Ташкент: Фан, 1985. – 152с.
- [18] Рашидов Т.Р., Бекмирзаев Д.А. Сейсмодинамические задачи подземных трубопроводов сложной конфигурации // Журнал «Сейсмостойкое строительство. Безопасность сооружений». М., 2015. № 3. С. 33 – 37.

Т.Р. Рашидов, Т. Юлдашев, Д.А. Бекмирзаев, Е.В. Ан, Н.А. Нишонов. Сейсмик таъсирлардаги ер ости қувурларининг математик моделиранинг ривожланиш босқичлари

Мақолада сейсмик кучлар таъсиридаги ер ости қувурларининг математик моделларини ривожланиш босқичлари кўрсатиб ўтилган. Мураккаб тармоқли ер ости қувурлар тизими сейсמודинамик назариясининг илмий асослари, бугунги кундаги долзарб тадқиқотлари, жумладан келажакдаги йўналишлари қисқача кўрсатиб ўтилган.

T.R. Rashidov, T. Yuldashev, D.A. Bekmirzayev, E.V. An, N.A. Nishonov. Stages of development of mathematical modeling of underground pipelines under seismic loads

The article considers the stages of the development of mathematical modeling of underground pipelines under seismic loads. The scientific foundations of the seismodynamic theory of complex underground pipeline systems and the state of current research to date are briefly described, which are the directions of further research.

УДК 624

Д.Ф. РУМИ, М.К. УСАРОВ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ОПОР ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ СЕЙСМОСТОЙКОСТИ 9-ЭТАЖНОГО ЗДАНИЯ

Одним из наиболее перспективных методов активной сейсмозащиты является сейсмоизоляция сооружений, существенно снижающая сейсмическое воздействие на надземную часть сооружения путем установки резинометаллических опор между наземной частью сооружения и фундаментом. Слоистые резинометаллические опоры (рис. 1), располагаемые между фундаментом и надземными конструкциями в местах пересечения продольных и поперечных стен, состоят из чередующихся стальных листов и полимерного материала. Для предотвращения чрезмерной осадки зданий под собственным весом они имеют вертикальный жесткий элемент, а для обеспечения упругого бокового перемещения – малую жесткость по горизонтали. Сейсмоизоляция способствует существенному снижению нагрузок на несущие надземные конструкции здания при их проскальзывании относительно фундамента. При этом часть энергии, сообщаемая сооружению, затрачивается на преодоление не сопротивления связей в конструкции, а сил трения скольжения.

При слабых колебаниях ускорение основания передается на здание как при жесткой связи с фундаментом. При увеличении ускорения из-за низкого коэффициента трения скольжения в опорах здание начинает проскальзывать относительно фундамента, при этом усилия от сейсмических нагрузок в элементах несущих конструкций практически не меняются.

Использование упругопластических элементов – сейсмоизоляторов делает невозможным непосредственное применение спектральной методики расчета. Поэтому расчет зданий, снабженных сейсмоизоляторами, должен быть основан на численном моделировании нестационарных процессов динамического взаимодействия дискретных нелинейно-связанных подсистем, аппроксимирующих конструкции здания и элементы сейсмоизоляции.

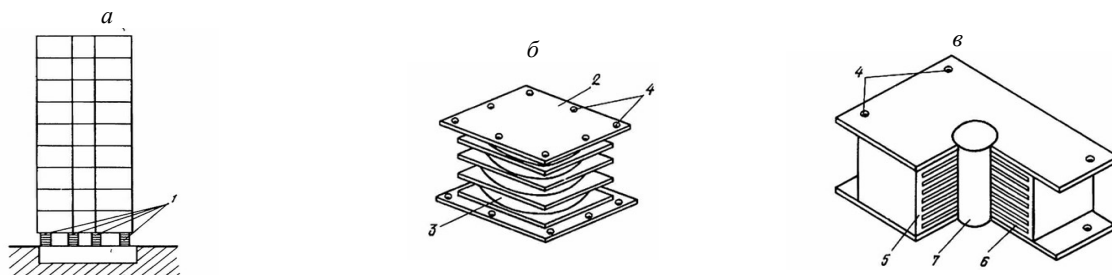


Рис. 1. Сейсмоизоляция здания с помощью резинометаллических опор: а – установка опор; б, в – конструкция опор: 2 – стальная плита; 3 – слой полимера; 4 – анкерные болты; 5 – резина; 6 – сталь; 7 – свинец

Этапы построения модели должны включать следующее.

1. Осуществление с использованием известных методов и расчетных программных комплексов конечно-элементной дискретизации конструкций здания (рис. 2).

2. Формирование с использованием граничных условий и существующих программных комплексов системы уравнений движения модели с сейсмоизоляцией при кинематических воздействиях.

3. Определение численно на каждом шаге интегрирования системы уравнений перемещения узлов модели при воздействии, заданном, например, акселерограммой землетрясения.

4. Количественное определение на основе анализа параметров перемещения верхних узлов сейсмоизоляции понижения балльности воздействия при сравнении перемещения узлов, полученных при расчете системы без и с сейсмоизоляцией. Уменьшение ускорений с сейсмоизоляцией в 2 раза означает понижение расчетной сейсмичности на 1 балл.

5. Выполнение на основе параметров полученной балльности спектральным методом динамического расчета сооружения на сейсмические воздействия.

Нами исследована динамика 9-этажного здания высотой 27 м и площадью в плане $11 \times 20 \text{ м}^2$ с жестким фундаментом и фундаментом с сейсмоизоляцией [1, 2]. Анализ эффективности системы сейсмозащиты проводился на основе сравнения результатов расчетов динамического поведения пространственных моделей типового здания (рис. 2, а) и здания с резинометаллическими опорами (рис. 2, б).



Рис. 2. Пространственные модели 9-этажного здания на жестком фундаменте (а) и фундаменте с сейсмоизоляцией (б)

Первые три этапа построения модели с использованием метода конечных элементов [1] включают в себя дискретизацию модели прямоугольными элементами и учет при формировании разрешающей системы дифференциальных уравнений движения граничных условий в основании.

Граничные условия в основании сооружения зависят от выбранной модели:

- для здания на жестком фундаменте (см. рис. 2, а) в основании отсутствуют все возможные перемещения – горизонтальные по осям u , v и вертикальные w :

$$z=0: \quad u=0; \quad v=0; \quad w=0; \quad (1)$$

- для здания с опорами в фундаменте (см. рис. 2, б) допустимы горизонтальные перемещения

$$z=0: \quad u \neq 0; \quad v \neq 0; \quad w=0; \quad (2)$$

- при проскальзывании в опоре возникает противоположная движению сила сухого трения, равная произведению приходящегося на опору веса здания на коэффициент трения η .

Кинематическое воздействие представлено горизонтальным двухкомпонентным ускорением в виде гармонической функции с амплитудой $0.1 g$, соответствующим 7-балльному землетрясению, и частотой ω . Продолжительность воздействия 2.4 с, весь процесс – 4 с:

$$\begin{aligned} \ddot{u}_0 = \ddot{v}_0 = 0.1g \sin(2\pi\omega t) & \quad \text{при } 0 < t < 2.4 \\ 0 & \quad \text{при } 2.4 \leq t \leq 4 \end{aligned} \quad (3)$$

Частота воздействия ω принималась в двух вариантах: 5 и 1 Гц. Обе частоты входят в диапазон частот как сейсмических воздействий, так и в спектр основных собственных частот зданий. Поэтому воздействия с такими частотами при малой диссипации могут вызвать интенсивные колебания типового здания с жестким фундаментом. Снижение же уровня колебаний здания на опорах при тех же частотах позволит сделать вывод относительно эффективности применения данного способа сейсмозащиты.

В результате конечно-элементной дискретизации модели здания на сейсмоизолирующем фундаменте в фазе скольжения при воздействии, достаточном для преодоления силы трения, получается система дифференциальных уравнений относительно узловых перемещений, для решения которой (например, методом Ньюмарка) используются нулевые начальные условия

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = [M]\{\ddot{u}_0(t)\}. \quad (4)$$

Здесь $\{u\}$ – вектор искомых перемещений узловых точек модели (в каждом узле на плоскости – по два, а в узлах пересечения плоскостей – по три); $[K]$, $[M]$ – матрицы жесткости и массы модели, сформированные из элементарных матриц верхней (надфундаментной) и нижней (опоры)

частей модели; $[C]$ – матрица демпфирования; $\{i_0(t)\}$ – задаваемое ускорение основания (акселерограмма).

Второе слагаемое в (4) относится к установленным в узлах основания демпферам (модель Кельвина – Фойхта). Граничные условия в опоре (S_0) при учете демпфирования будут

$$x \in S_0 : \sigma_{ij} = \left(E + \eta \frac{\partial}{\partial t} \right) \varepsilon_{ij}, \quad (5)$$

где σ_{ij} и ε_{ij} – компоненты напряжений и деформаций в опоре; η – коэффициент вязкости в опоре.

Описание вязкоупругого поведения опор достигается представлением компонентов деформаций и объемных деформаций опор в комплексной форме $\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{0ij} \exp(i\omega t)$, $\theta = \theta_0 \exp(i\omega t)$, в результате чего их первые производные будут $\dot{\varepsilon}_{ij} = i\omega \varepsilon_{0ij} \exp(i\omega t)$, $\dot{\theta} = i\omega \theta_0 \exp(i\omega t)$, а введение комплексных модулей $\lambda(i\omega) = \lambda - i\omega\lambda'$; $G(i\omega) = G - i\omega G'$ дает комплексный аналог закона Гука

$$\sigma_{ij} = \lambda(i\omega)\theta\delta_{ij} + 2G(i\omega)\varepsilon_{ij}. \quad (6)$$

Тогда явное выражение для матрицы демпфирования $[C]$, входящей в (5), примет вид

$$[C] = \eta[K_{on}], \quad (7)$$

где $\eta = \lambda' + 2G'$ – положительная постоянная; $[K_{on}]$ – матрица жесткости элементов опор, а вязкоупругое поведение относится только к опорам, а не ко всей модели сооружения.

В случае жесткого фундамента в системе уравнений (4) второе слагаемое отсутствует, а вектор узловых перемещений содержит только узловые перемещения самого сооружения.

Для подбора значения η используются данные отчета об испытаниях экспериментального 9-этажного жилого дома [1 – 3], где коэффициент внутреннего поглощения грунта $\psi = 1.91$. Тогда из формулы, связывающей коэффициент ψ с коэффициентом трения η и частотами ω_i , получим

$$\eta_i = \frac{\psi}{2\pi\omega_i}. \quad (8)$$

Для определения динамических характеристик системы – основных частот, входящих в (8), а также собственных форм, участвующих при определении сейсмической нагрузки спектральным методом, решается алгебраическая проблема на собственные значения

$$([K] - \omega^2[M])\{q\} = 0, \quad (9)$$

где ω^2 – квадрат собственной частоты; $\{q\}$ – вектор формы собственных колебаний.

На рис. 3 изображены первые формы собственных колебаний моделей 9-этажного здания с жестким фундаментом (а) и на опорах (б), представляющие наклон вертикальной оси здания в поперечном направлении (в направлении наименьшей жесткости). Интенсивность закрашки соответствует величине смещения соответствующей части здания: для модели типового здания (а) величина смещения увеличивается с высотой, здание с опорами (б) в поперечном направлении смещается как твердое тело – закрашка одинакова по высоте. Максимальные значения векторов формы (смещения в направлении наименьшей жесткости) указаны на рис. 3.



Рис. 3. Первые формы собственных колебаний 9-этажного здания на жестком фундаменте (а) и с резинометаллическими опорами (б)

На рис. 3 указаны и соответствующие формам собственные частоты, причем для модели с опорами в фундаменте они меньше, чем для модели типового здания. Уменьшение собственных

частот модели здания с сейсмоизоляцией приводит к уменьшению и сейсмической нагрузки, определяемой спектральным методом.

С учетом диапазона изменения основных частот сооружения на опорах (1 – 5 Гц) получим из (8) примерное значение $\eta=0.17$, которое будем использовать в расчетах динамического поведения модели с сейсмоизолирующим фундаментом при гармоническом воздействии с учетом уноса энергии в основание. Используемый для решения системы (4) метод Ньюмарка позволяет учитывать искусственное демпфирование, сглаживающее эффекты от высоких частот при расчете. Результатом решения являются перемещения узловых точек сооружений.

На рис. 4 показаны колебания трех разноуровневых точек в направлении наименьшей жесткости здания на жестком фундаменте (а, б) и здания с сейсмоизоляцией в фундаменте (в, г) при высокочастотном (а, в) и низкочастотном (б, г) воздействиях.

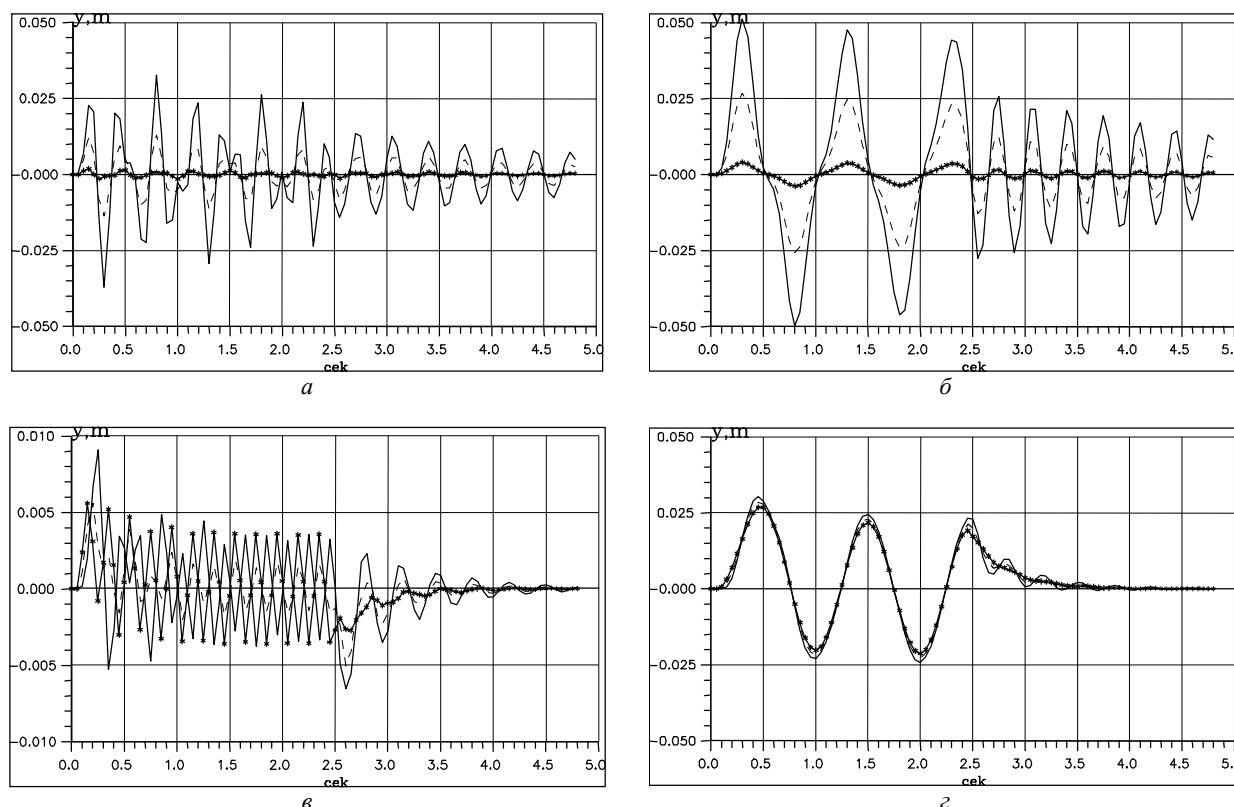


Рис.4. Перемещения разноуровневых точек 9-этажного здания на жестком фундаменте (а,б) и с сейсмоизоляцией (в, г) при высокочастотном (а, в) и низкочастотном (б, г) воздействиях: (—) –верху; (---) – в центре; (‘x-x-x’) – внизу

Результаты на рис. 4, а, б отражают поведение типового здания на жестком фундаменте при воздействии с разными частотами и являются исходными для сравнения с ними поведения здания с сейсмоизоляцией при соответствующих воздействиях (рис. 4, в, г). На основе сравнения следует вывод относительно эффективности использования данного средства сейсмозащиты для 9-этажного здания.

В процессе высокочастотного воздействия колебания здания на жестком фундаменте носят характер биений – колебаний, амплитуда которых меняется по времени. Это связано с близостью частоты воздействия ($\omega=5$ Гц) и основных частот колебаний здания (3.2 и 4.2 Гц). Максимальная амплитуда колебаний верха здания составляет около 2.5 см (см. рис. 4, а), а прекращение воздействия ($t>2.4$ с) вызывает переход в режим свободных затухающих колебаний.

Интенсивное высокочастотное воздействие, допускающее проскальзывание фундамента, вызывает высокочастотные вибрации здания с сейсмоизоляцией. В силу инерции верхняя и нижняя части здания с опорами в фундаменте совершают колебания в противофазе – это видно на рис. 4, в (линии — и -x-x-x-). В начале процесса проявляется эффект отражения волны от перекрытия, где амплитуда достигает почти 1 см. Для предупреждения этого негативного эффекта можно предусмотреть установку здесь динамического гасителя колебаний.

Дальнейшее движение представляется направленной вибрацией, приводящей здание к начальному положению. При этом амплитуда колебаний составляет 5 мм, что в 2.5 раза уступает амплитудам колебаний здания на жестком фундаменте (ср. рис. 4, а, в). После прекращения воздействия здание с сейсмоизоляцией быстрее, чем здание с жестким фундаментом возвращается в исходное положение, что связано с учетом демпфирования в фундаменте.

При низкочастотном воздействии ($\omega=1$ Гц) колебания здания на сейсмоизолирующем фундаменте (см. рис. 4, з) больше представляются движением твердого тела, чем колебаниями закрепленной консоли, как это наблюдается в модели здания с жестким фундаментом. Если горизонтальные перемещения точек модели на жестком фундаменте (см. рис. 4, б) изменяются пропорционально их расположению по высоте здания, то в здании на сейсмоизолирующем фундаменте, допускающем проскальзывание надфундаментной части при интенсивном сейсмическом воздействии, графики горизонтальных перемещений всех трех рассматриваемых точек сливаются в одну линию (см. рис. 4, з), а учет демпфирования в фундаменте вызывает быстрое затухание колебаний и возвращение здания в исходное положение практически сразу после прекращения воздействия. Кроме того, амплитуды колебаний здания с сейсмоизоляцией при низкочастотном воздействии примерно в 2 раза уступают амплитудам колебаний здания на жестком фундаменте.

Одинаковые перемещения точек здания, независимо от высоты их расположения, указывают на незначительные внутренние деформации и, соответственно, малые напряжения в здании с сейсмоизоляцией при низкочастотном воздействии.

Кроме того, как отмечалось, сейсмоизоляция снижает динамические характеристики – частоты собственных колебаний, при этом уменьшается динамический коэффициент, учитываемый при расчете сейсмической нагрузки спектральным методом. Таким образом, сейсмоизоляция позволяет без искусственного занижения балльности землетрясения повысить сейсмостойкость здания за счет уменьшения внутренних деформаций и напряжений.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. – 542 с.
- [2] Рашидов Т. Р., Шамсиев У. Ш., Мушеев Р. Н., Бовшовер А. З. Сейсродинамика пространственных систем. Ташкент: Фан, 1992. – 152 с.
- [3] Материалы научно-технического отчета по теме: «Статические испытания экспериментального 9-этажного жилого дома с СЭО». Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М. Т. Уразбаева АН РУз. Ташкент, 1996 – 1997. – 42 с.

Институт сейсмостойкости сооружений АН РУз

Дата поступления
12.05.2017

Д.Ф. Руми, М.К. Усаров. 9-қаватли бино зилзилабардошлигини ошириш учун резинометалл асосдан фойдаланиш самарадорлиги

Биноларга фаол сейсмик ҳимояланиш тизимини қўллаш сейсмик таъсирни камайтирашига ва сейсмик ҳисоблашни қисқартиришига имкон беради. Бироқ, соддалаштирилган моделлардан фойдаланишда бундай тизимларнинг ишончлилиги ва самарадорлиги ҳақида яқини ҳулосага келиш учун етарли эмас. Чунки, сейсмик ҳавф юқори бўлган ҳудудлар учун турли хил тузилмавий ечимларга асосланиш ҳамда кўп таркибли сейсмик таъсирларга бинони фазовий модел асосида ҳисоблаш долзарб муаммодир.

D.F. Rumi, M.K. Usarov. Efficiency of using rubber-metallic supports to increase seismic strength of nine-storey buildings

The use of the systems of active seismic protection allows to lower seismic response of the building and gives the opportunity to project the structures with less design seismicity. However, the use of simplified models is not enough for final conclusions on efficiency and reliability of such systems. So, the substantiation of various structural solutions which provide seismic protection and reliable operation of buildings under multi-component seismic effects based on spatial models, presents a crucial problem in the regions with high seismicity.

З.Р. ТЕШАБАЕВ, Н.Т. АБДУЛХАКОВ, Э.М. ШУКУРОВ, М.Ф. КАДИРОВ, Ш. ШОТУРСУНОВ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НА УСТОЙЧИВОСТЬ НАКОСТНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЛЕЧЕНИЯ ПЕРЕЛОМОВ БЕДРЕННОЙ КОСТИ

Для определения устойчивой работы фиксаторов различной конструкции при действии нагрузок различной интенсивности, обнаружения их уязвимых мест, а также усовершенствования предлагаемых новых конструкций фиксирующих аппаратов необходимы лабораторные экспериментальные исследования с использованием современных измерительных приборов и аппаратур.

Нами была разработана специальная методика измерений с использованием тензорезисторов высокой чувствительности. Она позволяет определить значение нагрузок, при котором предлагаемый (фиксатор) аппарат работает в упругом режиме и начинается процесс возникновения остаточной деформации в системе. Совокупное изучение всех процессов растягивающих и сжимающих нагрузок различной интенсивности позволяет определить целесообразность применения фиксатора для лечения переломов в области дистального конца бедренной кости.

На основании проведенных экспериментальных исследований можно оценить работоспособность и устойчивость фиксатора, предлагать новые усовершенствованные варианты, использование которых обеспечит быстрое сращивание кости и уменьшение веса фиксатора.

При лечении больных с различными видами переломов в зависимости от их характера и места используются различные виды фиксаторов, отличающиеся конструктивными особенностями. Для определения устойчивой работы фиксаторов при фиксации мест переломов, обнаружения их уязвимых мест, а также при необходимости внесения корректировки в конструкцию фиксаторов необходимы экспериментальные исследования.

Исследуемое устройство для лечения переломов в области дистального конца бедренной кости (Патент на полезную модель № FAP 20150141.15.03.2017 г.) изготовлено из металлической пластины с отогнутым участком, конец которой выполнен в виде двузубой вилки, изогнутой по форме бедренной кости. Экспериментальные исследования напряженного состояния фиксаторов при действии сжимающих и растягивающих нагрузок основаны на тензометрических методах измерений, позволяющих регистрировать величины значений относительных перемещений, изменяющиеся в малом диапазоне.

Размеры каждого разрабатываемого тензометрического датчика перемещения подбирается индивидуально с учетом характеристики регистрируемых параметров и места их установки. Одно из основных требований при установке на исследуемый объект датчиков – их работа при нагружении образца в упругой области в измеряемом диапазоне без оказания дополнительной силовой реакции на систему. Каждый измерительный датчик тарируется, и по каждому из них строятся тарировочные кривые и затем устанавливаются на исследуемый объект.

Датчики установлены с учетом изменения перемещений элементов по вертикальным (OZ) направлениям. Для получения полной информации во время эксперимента о перемещениях частей кости при нагружении выбрано место около имитируемого перелома кости. Два датчика установлены параллельно относительно друг друга и дают информацию о перемещениях частей кости. Из показания этих двух датчиков берется среднее значение перемещения.

Для получения подробной информации во время проведения экспериментальных работ производятся записи на осциллографической бумаге шириной 120 мм со скоростью протяжки осциллографа – 40 мм/с. На основании обработки записей получаем необходимую информацию о поведении исследуемой системы фиксации кости.

В начале испытания конструкция «устройство – кость» подвергалась воздействию статической нагрузки по продольной оси кости (ось Oz) на осевое растяжение. Испытания проводились при многократном осевом нагружении и разгрузке фиксирующей системы. Изменения относительного перемещения (зазора) на месте имитируемого перелома кости, т.е. перемещение верхней и нижней частей кости относительно друг друга, регистрировались с помощью датчиков. При проведении исследований на растяжение растягивающая нагрузка подается при помощи пресса, а величина нагрузки определяется при помощи динамометра ДПУ-0.1 – 2, установленного последовательно с измеряемой системой (рис. 1). Результаты испытаний приведены на рис. 2.



Рис. 1. Места установки датчиков перемещения

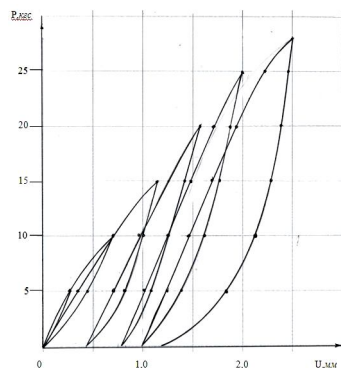


Рис. 2. Результаты испытаний системы при действии растягивающих нагрузок различной интенсивности

Испытания конструкции на сжатие проводились в такой же последовательности, как при испытании на растяжение системы. В системе измерения произведена замена: вместо динамометра ДПУ-0.1-2, показывающего значения величины растягивающей нагрузки, при сжатии применялся динамометр ДОСМ-0.2-10, определявший величину нагрузки при сжатии.

На рис. 3 приведен момент испытаний системы «устройство – кость» на осевое сжатие. Измерительная система регистрации микроперемещений при экспериментальных исследованиях на осевое сжатие идентична проведенным ранее измерениям на осевое растяжение (рис. 4).

Результаты исследований приведены на рис. 4.



Рис. 3. Конструкция системы с установленными датчиками и динамометром ДОСМ-0.2-10

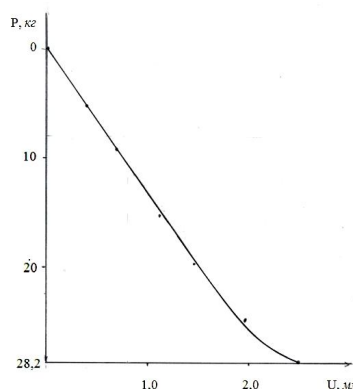


Рис. 4. График изменения относительного перемещения от сжимающей нагрузки

Таким образом, на основе проведенных лабораторных исследований системы при действии растягивающих и сжимающих нагрузок различной интенсивности определены зоны упругой работы, а также максимальные численные значения нагрузки, при которых система работает в упругом режиме, т.е. при $P=10.0$ кгс. Установлено, что дальнейшее увеличение нагрузки приводит к появлению остаточной деформации, значение которой увеличивается с ростом действующей нагрузки. Отсюда вытекает следующий вывод: данную систему «устройство – кость» можно использовать при лечении переломов, где значения внешней растягивающей или сжимающей нагрузки не превышают $P=28.0$ кгс.

Институт сейсмостойкости сооружений АН РУз

Дата поступления
10.05.2017

З.Р. Тешабоев, Н.Т. Абдулхаков, Э.М. Шукуров, М.Ф. Кодиров, Ш. Шотурсунов. Сон суяги синганда ишла-тиладиган мосламани лаборатория шароитида устиворлигини тадқиқ этиши

Мақолада сон суяги синганда фойдаланиладиган мосламани лаборатория шароитида ўтказилган тажрибалар натижалари келтирилган. Мослама эластиклик чегарасини сонли қийматлари аниқланган.

Z.R. Teshabayev, N.T. Abdulkhakov, E.M. Shukurov, M.F. Kodirov, Sh. Shotursunov. Experimental studies on the stability of the bone devices for the treatment of fractures of the thigh bone

The article presents the results of laboratory tests of the knee device for the treatment of femoral fractures for stability. Numerical values of the zone of elastic operation of the device are determined.

ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ ТОРМОЗНОГО ДИСКА НА ПРОЧНОСТЬ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Известно, что в процессе эксплуатации тормозной диск подвергается большим температурным и силовым нагрузкам. Моделирование переходного температурного поля в дисковом тормозе позволяет определить геометрическую конструкцию диска и систему вентиляции с целью обеспечения необходимого температурного режима. Тепловой структурный анализ затем используется для определения напряженно-деформированного состояния в зависимости от характера внешнего контактного давления на диск. В материалах статьи [1] оценена энергонагруженность дисково-колодочных тормозов автобуса и установлены закономерности протекания теплообменных процессов при взаимодействии поверхностей сплошных и самовентилируемых тормозных дисков со скоростными токами омывающего воздуха. Для реализации возможностей численных методов на практике необходимо располагать моделями, позволяющими с достаточной точностью описывать процессы теплообмена при торможении. Математические модели, применяемые в настоящее время для исследования температурных полей в деталях фрикционных тормозов, не удовлетворяют этому требованию. Их главный недостаток – низкая адекватность. Причиной этого является использование упрощающих предположений, которые нарушают условия подобия. В работе [2] рассмотрено математическое моделирование нестационарных температурных полей и напряжений в деталях дискового тормоза, обусловленных пульсирующим подводом тепловой мощности. В работе [3] дан анализ термомеханического поведения сухого контакта между тормозным диском и колодками во время фазы торможения на основе использования компьютерного программного комплекса ANSYS11, выявлена адекватность полученных результатов в отличие от других, имеющих в литературе. В работе [4] подробно исследовано распространение тепла в тормозных механизмах при различных теплонагружениях.

В данной статье приведен расчет тормозного диска на прочность при различных температурах на его поверхности и постоянной нагрузке методом конечных элементов.

Численные программы конечно-элементного анализа формируют системы уравнений с неизвестными, учитывая заданные граничные условия. Затем система уравнений решается относительно неизвестных, а по найденным результатам рассчитывают значения характеристик внутри элементов. Чтобы вывести уравнение равновесия, использовали принцип виртуальных перемещений. Следуя схеме именования переменных, принятой в работе [5], запишем

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = R,$$

где M – матрица масс, определяемая следующим образом: $M = \sum_m \int_{V^{(m)}} \rho^{(m)} H^{(m)T} H^{(m)} dV^{(m)}$; $\ddot{U}$ –

ускорения узловых точек; C – матрица демпфирования, структура которой описывается выражением $C = \sum_m \int_{V^{(m)}} k^{(m)} H^{(m)T} H^{(m)} dV^{(m)}$; $\dot{U}$ – вектор скоростей узловых точек; K – матрица жест-

кости $K = \sum_m \int_{V^{(m)}} B^{(m)T} C^{(m)} B^{(m)} dV^{(m)}$; U – вектор смещений на всех узлах; R – нагрузки, дейст-

вующие на объект, определяемые по формуле $R = R_B + R_S - R_I + R_C$, где

$$R_B = \sum_m \int_{V^{(m)}} H^{(m)T} \left[f^{B^{(m)}} - \rho^{(m)} H^{(m)} \ddot{U} - k^{(m)} H^{(m)} \dot{U} \right] dV^{(m)}; \quad R_S = \sum_m \int_{S^{(m)}} H^{S^{(m)T}} f^{S^{(m)}} dS^{(m)};$$

$$R_I = \sum_m \int_{V^{(m)}} B^{(m)T} \tau^{I^{(m)}} dV^{(m)}; \quad R_C = F; \quad H^{(m)} - \text{интерполяционная матрица смещений}; \quad H^{S^{(m)}} - \text{поверх-}$$

ностные интерполяционные матрицы смещений; $C^{(m)}$ – матрица упругости элемента m , которая связывает напряжение с деформацией [6]; $\tau^{I^{(m)}}$ – начальное напряжение внутри элемента; F – вектор внешних сосредоточенных сил, действующих на узловые точки; $\rho^{(m)}$ – массовая плотность

элемента m ; $k^{(m)}$ – демпфирующий коэффициент для элемента m ; $f^{B(m)}$ – массовые силы, действующие на элемент m ; $f^{S(m)}$ – силы трения, действующие на элемент m .

Для решения этой задачи использована программа конечно-элементного анализа I-DEAS 12 NX (Integrated Design and Engineering Analysis Software). I-DEAS 12 NX является мощным инструментом для проведения компьютерного инженерного анализа (CAE) проектируемых изделий, который позволяет решать большинство расчетных задач при создании изделия, минимизировать затраты на опытные испытания и оптимизировать конструкцию, при этом существенно сокращая время создания изделия. I-DEAS 12 NX успешно работает в таких областях промышленности, как аэрокосмическая, автомобильная, судостроение, тяжелое машиностроение, медицина и товары народного потребления, обеспечивая полный набор расчетов, включая расчет напряженно - деформированного состояния, собственных частот и форм колебаний, анализ устойчивости, решение задач теплопередачи, исследование установившихся и неустойчивых процессов, нелинейных статических процессов, нелинейных динамических переходных процессов, расчет собственных частот и форм колебаний, анализ частотных характеристик при воздействии случайных нагрузок, спектральный анализ. Система обеспечивает высокую степень интеграции с большим числом CAE приложений.

При расчете приняты: 1) тормозной диск со следующими геометрическими параметрами: малый радиус тормозного диска $r_a=0.32$ м, большой радиус тормозного диска $r_b=0.175$ м, толщина $l=0.2$ м; 2) граничные условия: тормозной диск закрепляется с двух концов; 3) начальные условия: нагрузка $P_0=10000$ Н/м²; температура $T_0=45^\circ\text{C}$; перемещение, скорость и ускорение соответственно $U = \dot{U} = \ddot{U} = 0$; 4) разбишка конечно-элементной модели на конечные элементы в форме тетраэдра; 5) материал тормозного диска имеет следующие параметры: модуль упругости $E=2.068 \cdot 10^6$ Па, коэффициент Пуассона $\mu=0.29$, модуль сдвига $G=8.015 \cdot 10^5$ Па.

Расчет произведен при температурах: 45, 60, 75 $^\circ\text{C}$.

На рис. 1 приведено распределение напряжения в трехмерной модели тормозного диска при 45 $^\circ\text{C}$. Как установлено, максимальные напряжения 73.5 МПа приходятся на трущиеся поверхности диска с тенденцией уменьшения до 0.414 МПа к центру диска.

В результате расчета были получены зависимости изменения напряженно-деформированного состояния тормозного диска от конечных элементов, расположенных в радиальном направлении, и от средней температуры диска (рис. 2). Выявлено, что при повышении температуры диска с 45 $^\circ\text{C}$ до 60 $^\circ\text{C}$, т.е. на 33.3%, деформация на его поверхности увеличивается до 64.3%, а при повышении температуры с 45 $^\circ\text{C}$ до 75 $^\circ\text{C}$, т.е. на 66.6%, – на 157.4%. Следовательно, повышение температуры тормозного диска на 66.6% увеличивает его деформацию в 1.5 раза.

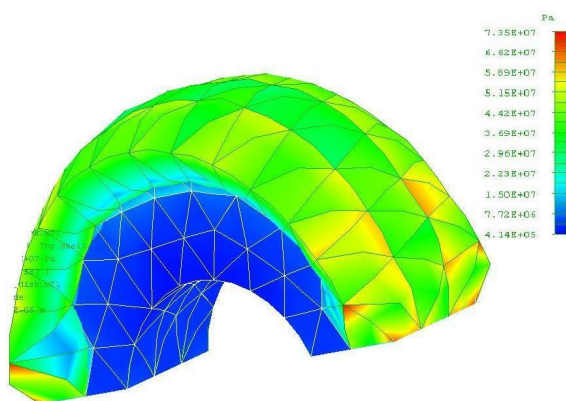


Рис. 1. Распределение напряжения в трехмерной модели при 45 $^\circ\text{C}$

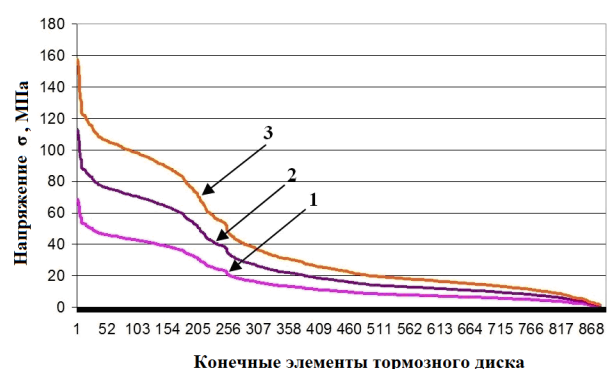


Рис.2. Зависимость изменения напряженно-деформированного состояния тормозного диска при температурах, $^\circ\text{C}$: 1 – 45; 2 – 60; 3 – 75

Таким образом, расчеты показали, что напряженно-деформированное состояние тормозного диска существенно зависит от температуры и ее необходимо учитывать при проведении исследовательских работ.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Моисеенко М. А. Математическое моделирование нестационарных температурных полей и напряжений в деталях дискового тормоза, обусловленных пульсирующим подводом тепловой мощности. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Орёл, 2012.
- [2] Красин П. С., Вольченко Н. А., Журавлев Д. Ю., Захара И. Я. Энергонагруженность дисков в парах трения «диск – колодка» тормозных устройств автотранспортных средств // Научный журнал КубГАУ. 2015. №108(04). С. 1 – 11.
- [3] Belhocine A., Bouchetara M. Thermomechanical behaviour of dry contacts in disc brake rotor with a grey cast iron composition // Thermal Science. Vol. 17. 2013. No. 2. P. 599 – 609.
- [4] Шермухамедов А. А., Усманов И. И. Численное моделирование распространения тепла в тормозных механизмах при различных теплонагружениях // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2006. №6. С. 41 – 45.
- [5] Zenkevich O.V., Taylor R.L. The Finite Element Method. Fifth edition. // Solid Mechanics. Butterworth-Heinemann: Linacre House. Jordan Hill. Oxford OX2 8DP. 2000. Vol. 2. P. 479.
- [6] Дарков А. В. Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 1989. – 607 с.

Ташкентский институт по проектированию, строительству
и эксплуатации автомобильных дорог

Дата поступления
02.12.2017

А.А. Тогаев, Ю.А. Шермухамедов. Чеки элементлари усулида тормоз дискнинг мустаҳкамликка сонли ҳисоблаш

Мақолада I-DEAS 12 NX комплекс дастури асосида тормоз дискнинг мустаҳкамликка ҳисоб натижалари келтирилган. Ўзгармас кучланиш таъсирида тормоз диск сиртининг турли ҳарорати ҳамда дискнинг кучланиш-деформацияланиш ҳолати орасидаги боғланишлар олинган.

A.A. Togaev, Y.A. Shermukhamedov. Digital calculation of the brake disk on toughness by finite element method

In given article calculation of the brake disk on toughness by finite element method on base of the programme complex is made. Dependencies of the change tense-deformed conditions of the brake disk from different temperature of its surfaces under constant load are received

УДК 539.3

М.К. УСАРОВ, Г.Т. АЮБОВ, Д.М. УСАРОВ

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЗДАНИЯ НА ОСНОВЕ ПЛАСТИНЧАТОЙ МОДЕЛИ, УЧИТЫВАЮЩЕЙ БИМОМЕНТЫ

Одной из важных задач современной теории сейсмостойкости сооружений является разработка расчетных моделей зданий, адекватно описывающих их колебания при землетрясениях. Разработка методики расчета сейсмостойкости зданий – одно из актуальных и фундаментальных направлений науки механики деформируемого твердого тела и строительной механики. Многоэтажные здания представляют собой сложную пространственную механическую систему взаимосвязанных коробчатых ячеек, состоящих из многочисленных балочных и пластинчатых элементов. Расчетная модель таких сооружений должна описывать пространственный характер колебаний конструкции и учитывать реальные условия контактных соединений балочных и пластинчатых его элементов. Задачи колебаний пластинчатых и оболочечных конструкций, взаимодействующих с грунтом, целесообразно решать в рамках бимоментной теории.

В статье в качестве динамической модели зданий предлагается модель в виде консольной толстой пластины с учетом сил, моментов и бимоментной теории, описывающей продольные колебания зданий, поперечного сдвига и обжатия здания в целом. Предлагаемая пластинчатая модель здания позволяет учитывать и исследовать все виды различных пространственных колебаний конструкции зданий при различных по направлению воздействиях. Описаны формулы для приведенной плотности, модулей упругости и сдвига пластинчатой модели здания.

Движение здания при сейсмических воздействиях можно представить в виде поперечных и продольных колебаний некоторой толстой пластины, которая деформируется как трехмерное тело из относительно мягкого малопрочного материала.

Запишем приведенные механические характеристики пластинчатой модели здания [1, 2]. При определении ее плотности предположим, что здание состоит из многочисленных коробок

(комнат) с объемами, определяемыми по формуле

$$V_{\text{кор}} = d_1 d_2 d_3, \quad (1)$$

где d_1, d_2 – размеры коробки здания в плане; d_3 – высота коробки.

Тогда для определения массы коробок имеем формулы

$$m_{\text{зд}} = \rho_{\text{пл}} V_0 = \rho_{\text{зд}} V_{\text{кор}}, \quad (2)$$

$$V_0 = 2 \left(\frac{d_1 d_2 H_3}{2} + \frac{d_1 d_3 H_2}{2} + \frac{d_2 d_3 H_1}{2} \right), \quad (3)$$

где V_0 – сумма объемов несущих и межкомнатных плит и перекрытий; H_1, H_2 – толщина несущих и межкомнатных стен; H_3 – толщина перекрытия.

Из соотношений (1), (2) и (3) получим формулу для определения приведенной плотности пластинчатой модели здания

$$\rho_{\text{зд}} = \rho_{\text{пл}} \left(\frac{H_3}{d_3} + \frac{H_2}{d_2} + \frac{H_1}{d_1} \right), \quad (4)$$

где $\rho_{\text{пл}}$ – плотность материала пластины.

Для определения механических характеристик здания воспользуемся общеизвестной формулой для установления собственной частоты консольной пластины.

Предположим, что частота пластинчатой модели здания также определяется по формуле консольной пластины в виде

$$\omega_{\text{зд}} = \frac{\beta(a^2 + b^2)}{2a^2 b^2} \sqrt{\frac{E_{\text{зд}} H^2}{12 \rho_{\text{зд}}}}, \quad (5)$$

где β – параметр собственной частоты, определяемый из частотного уравнения для консольной пластины.

Из отношения двух частот пластины и пластинчатой модели (5) и (6) получим

$$\frac{\omega_{\text{зд}}}{\omega_{\text{пл}}} = \sqrt{\frac{\rho_{\text{пл}}}{\rho_{\text{зд}}}} \sqrt{\frac{E_{\text{зд}}}{E_{\text{пл}}}}, \quad (6)$$

где $E_{\text{пл}}$ – модуль упругости материала пластины; $\omega_{\text{пл}}$ – частота консольной пластины с размерами пластинчатой модели здания.

Отсюда получим формулу для определения приведенного модуля упругости здания

$$E_1^{(\text{зд})} = \left(\frac{\omega_{\text{зд}}}{\omega_{\text{пл}}} \right)^2 \frac{\rho_{\text{зд}}}{\rho_{\text{пл}}} E_{\text{пл}}. \quad (7)$$

Модули упругости континуальной пластинчатой модели здания определяются по формулам [1, 2] в виде

$$\begin{aligned} E_1^{(\text{зд})} &= \zeta_{11} E_{\text{пл}}, \quad E_2^{(\text{зд})} = \zeta_{22} E_{\text{пл}}, \quad E_3^{(\text{зд})} = \zeta_{33} E_{\text{пл}}, \\ G_{12}^{(\text{зд})} &= \zeta_{12} E_{\text{пл}}, \quad G_{13}^{(\text{зд})} = \zeta_{13} E_{\text{пл}}, \quad G_{23}^{(\text{зд})} = \zeta_{23} E_{\text{пл}}. \end{aligned} \quad (8)$$

Значения коэффициентов $\zeta_{11}, \zeta_{22}, \zeta_{33}, \zeta_{12}, \zeta_{13}, \zeta_{23}$ определяются для каждой ячейки (комнаты) здания. В общем случае эти коэффициенты переменные и являются функцией двух пространственных координат, которые должны определяться для рассматриваемого здания из многократных численных теоретических экспериментов и существующих экспериментальных данных.

Таким образом, мы получили формулу (4) для определения приведенной плотности и формулу (7) – для приведенного модуля упругости пластинчатой модели здания. Согласно полученным формулам (4) и (7), приведенные плотности пластинчатой модели здания в 5 – 10 раз меньше плотности материала панелей, а приведенные модули упругости меньше модуля упругости панелей в 20 – 50 раз, что объясняется ячеистой структурой здания с наличием большого числа пустот.

В качестве уравнения движения принимаем уравнение продольных колебаний толстой пластины, построенное с учетом внутренних сил, и бимоментов, построенное по методике, разработанной в [3 – 5].

Уравнения продольных колебаний пластины относительно сил и бимоментов, построенных на основе уравнения теории упругости, запишутся в следующем виде:

$$\frac{\partial N_{11}}{\partial x_1} + \frac{\partial N_{12}}{\partial x_2} = \rho H \ddot{\bar{\psi}}_1, \quad \frac{\partial N_{21}}{\partial x_1} + \frac{\partial N_{22}}{\partial x_2} = \rho H \ddot{\bar{\psi}}_2, \quad (9)$$

$$\frac{\partial T_{11}}{\partial x_1} + \frac{\partial T_{12}}{\partial x_2} - 4\bar{p}_{13} = \rho H \ddot{\bar{\beta}}_1, \quad \frac{\partial T_{12}}{\partial x_1} + \frac{\partial T_{22}}{\partial x_2} - 4\bar{p}_{23} = \rho H \ddot{\bar{\beta}}_2, \quad (10)$$

$$\frac{\partial \bar{p}_{13}}{\partial x_1} + \frac{\partial \bar{p}_{23}}{\partial x_2} - \frac{2\bar{p}_{33}}{H} = \rho \ddot{\bar{r}}, \quad \frac{\partial \bar{\tau}_{13}}{\partial x_1} + \frac{\partial \bar{\tau}_{23}}{\partial x_2} - \frac{6\bar{\tau}_{33}}{H} = \rho \ddot{\bar{\gamma}}. \quad (11)$$

Запишем кинематическое уравнение, полученное удовлетворением граничных условий на лицевых поверхностях пластины $z = -h$ и $z = +h$, в виде

$$\bar{W} = \frac{1}{2}(21\bar{\gamma} - 7\bar{r}) - \frac{1}{30}H \left(\frac{E_{31}}{E_{33}} \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_1} + \frac{E_{32}}{E_{33}} \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_2} \right), \quad (12)$$

$$\bar{\beta}_k = \frac{1}{7}\bar{\psi}_k + \frac{4}{21}\bar{u}_k + \frac{H}{105} \left(\frac{\partial \bar{W}}{\partial x_k} - \frac{\bar{q}_k}{G_{k3}} \right), \quad (k=1,2). \quad (13)$$

Продольные, касательные силы и бимоменты определяются относительно следующих семи неизвестных кинематических функций:

$$\bar{u}_k = \frac{u_k^{(+)} + u_k^{(-)}}{2}, \quad \bar{\psi}_k = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h u_k dz, \quad \bar{\beta}_k = \frac{1}{2h^3} \int_{-h}^h u_k z^2 dz, \quad (k=1,2),$$

$$\bar{W} = \frac{u_3^{(+)} - u_3^{(-)}}{2}, \quad \bar{r} = \frac{1}{2h^2} \int_{-h}^h u_3 z dz, \quad \bar{\gamma} = \frac{1}{2h^4} \int_{-h}^h u_3 z^3 dz,$$

где u_i , ($i=1, 3$) – перемещения внутренних точек пластины; $u_i^{(-)}$, $u_i^{(+)}$, ($i=1, 3$) – перемещения точек на лицевых поверхностях пластины $z = -h$ и $z = +h$. Функция r выражает усредненное значение нормальных перемещений пластинчатой модели здания; $\bar{W}$ – полуразность нормальных перемещений двух внешних слоев пластинчатой модели; функции $\bar{u}_1$ и $\bar{u}_2$ – полусумма продольных перемещений, представляющих смещения внешних слоев пластинчатой модели здания по горизонтальным и вертикальным направлениям.

Выражения продольных и тангенциальных усилий запишутся в виде

$$N_{11} = E_{11}H \frac{\partial \bar{\psi}_1}{\partial x_1} + E_{12}H \frac{\partial \bar{\psi}_2}{\partial x_2} + 2E_{13}\bar{W}, \quad N_{22} = E_{12}H \frac{\partial \bar{\psi}_1}{\partial x_1} + E_{22}H \frac{\partial \bar{\psi}_2}{\partial x_2} + 2E_{23}\bar{W},$$

$$N_{12} = N_{21} = G_{12} \left(H \frac{\partial \bar{\psi}_1}{\partial x_2} + H \frac{\partial \bar{\psi}_2}{\partial x_1} \right).$$

Выражения продольных и тангенциальных бимоментов имеют вид

$$T_{11} = H \left(E_{11} \frac{\partial \bar{\beta}_1}{\partial x_1} + E_{12} \frac{\partial \bar{\beta}_2}{\partial x_2} + E_{13} \frac{2\bar{W} - 4\bar{r}}{H} \right), \quad T_{22} = H \left(E_{12} \frac{\partial \bar{\beta}_1}{\partial x_1} + E_{22} \frac{\partial \bar{\beta}_2}{\partial x_2} + E_{23} \frac{2\bar{W} - 4\bar{r}}{H} \right),$$

$$T_{12} = T_{21} = HG_{12} \left(\frac{\partial \bar{\beta}_1}{\partial x_2} + \frac{\partial \bar{\beta}_2}{\partial x_1} \right).$$

Бимоменты выражаются формулами

$$\bar{\sigma}_{11} = E_{11}^* \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_1} + E_{12}^* \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_2}, \quad \bar{\sigma}_{12} = G_{12} \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_2} + \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_1} \right), \quad \bar{\sigma}_{22} = E_{12}^* \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_1} + E_{22}^* \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_2}.$$

Интенсивности поперечных и нормальных бимоментов $\bar{p}_{13}$, $\bar{p}_{23}$, $\bar{\tau}_{13}$, $\bar{\tau}_{23}$ и $\bar{p}_{33}$, $\bar{\tau}_{33}$ имеют вид

$$\bar{p}_{k3} = G_{k3} \left(\frac{\partial \bar{r}}{\partial x_k} + \frac{2(\bar{u}_k - \bar{\psi}_k)}{H} \right), \quad \bar{\tau}_{k3} = G_{k3} \left(\frac{\partial \bar{\gamma}}{\partial x_k} + \frac{2(\bar{u}_k - 3\bar{\beta}_k)}{H} \right), \quad (k = 1, 2)$$

$$\bar{p}_{33} = E_{31} \frac{\partial \bar{\psi}_1}{\partial x_1} + E_{32} \frac{\partial \bar{\psi}_2}{\partial x_2} + E_{33} \frac{2\bar{W}}{H}, \quad \bar{\tau}_{33} = E_{31} \frac{\partial \bar{\beta}_1}{\partial x_1} + E_{32} \frac{\partial \bar{\beta}_2}{\partial x_2} + E_{33} \frac{2\bar{W} - 4\bar{r}}{H}.$$

Интенсивности бимоментов $\bar{\sigma}_{11}^*$, $\bar{\sigma}_{22}^*$, $\bar{\sigma}_{11}^*$, $\bar{\sigma}_{22}^*$ выражаются:

$$\bar{\sigma}_{11}^* = -E_{11}H \frac{\partial^2 \bar{W}}{\partial x_1^2} - E_{12}H \frac{\partial^2 \bar{W}}{\partial x_2^2} + E_{13} \frac{\bar{R}}{H}, \quad \bar{\sigma}_{22}^* = -E_{12}H \frac{\partial^2 \bar{W}}{\partial x_1^2} - E_{22}H \frac{\partial^2 \bar{W}}{\partial x_2^2} + E_{23} \frac{\bar{R}}{H},$$

где

$$\bar{R} = 420(\bar{W} + 6\bar{r} - 15\bar{\gamma}).$$

Система дифференциальных уравнений движения (9) – (13) составляет совместную систему из семи уравнений относительно девяти неизвестных функций $\bar{\psi}_1, \bar{\psi}_2, \bar{\beta}_1, \bar{\beta}_2, \bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{r}, \bar{\gamma}, \bar{W}$.

Запишем граничные условия для задачи изгибно-сдвиговых колебаний зданий.

Пусть точки основания совершают движение по заданному закону $u_0(t)$ и нижняя часть здания в горизонтальном направлении перемещается вместе с основанием. Из кинематического соображения следует, что перемещения запишутся в виде

$$u_1(x_1, 0, z, t) = u_2(x_1, 0, z, t) = 0, \quad u_3(x_1, 0, z, t) = u_0(t).$$

Из кинематических условий (14) следует, что в основании здания должны выполняться граничные условия в виде

$$\bar{\psi}_1 = u_0(t), \quad \bar{\psi}_2 = 0, \quad \bar{\beta}_1 = \frac{1}{3}u_0(t), \quad \bar{\beta}_2 = 0, \quad \bar{r} = 0, \quad \bar{\gamma} = 0, \quad \bar{u}_1 = u_0(t), \quad \bar{u}_2 = 0, \quad \bar{W} = 0.$$

На свободных боковых гранях здания имеем условия равенства нулю силовых факторов

$$N_{11} = 0, \quad N_{12} = 0, \quad T_{11} = 0, \quad T_{12} = 0, \quad \bar{\sigma}_{11} = 0, \quad \bar{\sigma}_{12} = 0, \quad \bar{p}_{13} = 0, \quad \bar{\tau}_{13} = 0, \quad \bar{\sigma}_{11}^* = 0.$$

На свободных верхних гранях здания имеем условия равенства нулю силовых факторов

$$N_{12} = 0, \quad N_{22} = 0, \quad T_{12} = 0, \quad T_{22} = 0, \quad \bar{\sigma}_{12} = 0, \quad \bar{\sigma}_{22} = 0, \quad \bar{p}_{23} = 0, \quad \bar{\tau}_{23} = 0, \quad \bar{\sigma}_{22}^* = 0.$$

Геометрические размеры принимаем следующими: для изгибаемых панелей толщина $H_1=0.5$ м, а межкомнатных панелей – $H_2=0.2$ м; толщина перекрытия $H_3=0.22$ м. Размеры комнаты: $d_1=d_2=6$ м, $d_3=3$ м, где d_3 – высота комнаты. Размеры пятиэтажного здания: длина $a=46$ м, ширина $H=12$ м, высота $b=15$ м.

Пример. В качестве примера рассмотрим вынужденные колебания здания на основе предлагаемой пластинчатой модели здания. Закон движения основания $u_0(t)$ будем задавать в виде [3–5]:

$$u_0(t) = A_0 \sin(\omega_0 t),$$

где A_0 и ω_0 – амплитуда и частота перемещения основания, значения которых определяются в зависимости от балльности землетрясения.

Задача решается на основе применения численного метода конечных разностей. Введены безразмерный параметр внешнего воздействия $\varphi_0 = \omega_0 H / c_{3d}$, где $c_{3d} = \sqrt{E^{(3d)} / \rho_{3d}}$. Расчеты выполнены для величины безразмерного значения параметра $\varphi_0 = 2/13$. $\tau = c_{3d} t / H$, где τ – безразмерное время.

На рис. 1 и 2 представлены графики изменения во времени горизонтального и вертикального перемещения в двух точках на верхнем уровне здания. На рис. 1 приведены графики измене-

ния безразмерного горизонтального продольного перемещения пластинчатой модели u_1 , максимальные значения которых составили, соответственно, в среднем уровне здания $\bar{u}_1 = -1.271A_0$, а в верхнем – $\bar{u}_1 = 1.496A_0$, т.е. перемещение верха здания примерно на четверть превышает перемещения его центральной части и 50 % – смещения основания.

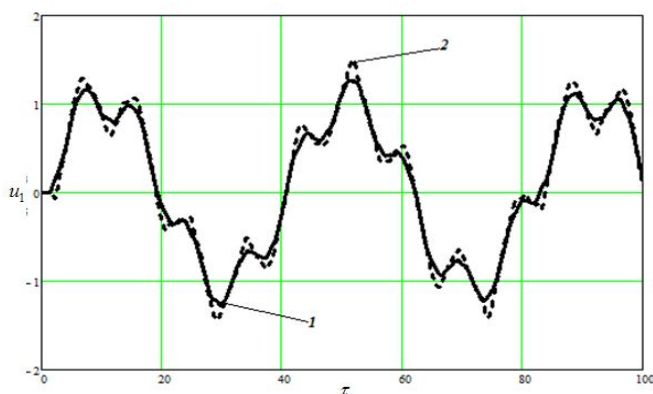


Рис. 1. Графики изменения перемещений точек u_1 (а) в среднем и u_1 (б) в верхнем уровнях пятиэтажного здания в зависимости от времени τ

На рис. 2 приведены графики изменения безразмерного вертикального продольного перемещения пластинчатой модели здания u_2 , максимальные значения которых составили, соответственно, в среднем $\bar{u}_2 = 0.197A_0$ и в верхнем уровнях здания $\bar{u}_2 = 0.265A_0$. И здесь также перемещения верха пятиэтажного здания почти на 35% превышают перемещения среднего уровня, но в 4 раза уступают перемещению основания. Отметим, что аналогичные выводы сделаны по распределению перемещения девятиэтажного здания в [1,2].

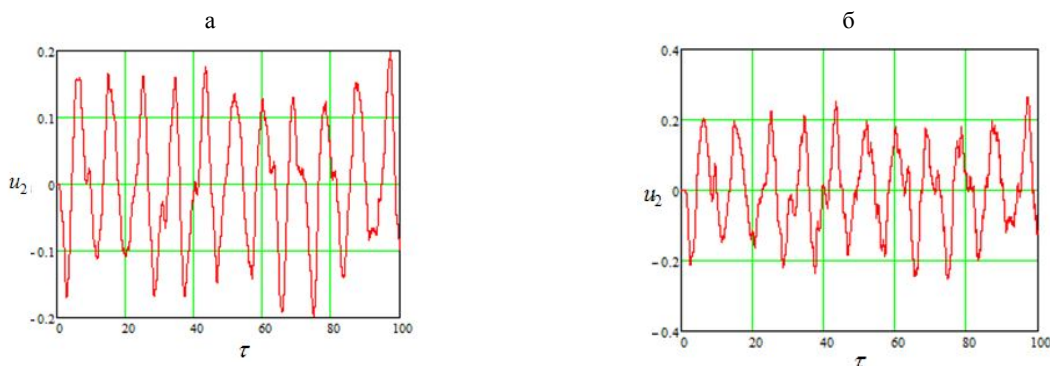


Рис. 2. Графики изменения перемещений точек u_2 (а) в среднем и u_2 (б) в верхнем уровнях пятиэтажного здания в зависимости от безразмерного времени τ

Отметим, что разработанная пластинчатая модель здания в рамках бимоментной теории позволяет определять горизонтальные и вертикальные продольные перемещения с учетом сдвига и поперечного обжатия и правильно отражает динамические процессы здания при сейсмических воздействиях.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Аюбов Г.Т., Усаров Д.М. Вынужденные колебания здания на основе пластинчатой модели // Проблемы архитектуры и строительства. Самарканд. 2016. №3. С. 108 – 111.
- [2] Усаров Д.М., Аюбов Г.Т. Продольные колебания здания на основе пластинчатой модели // Развитие науки и технологий. Бухара. 2016. № 3. С. 60 – 65.
- [3] Усаров М.К. Бимоментная теория изгиба и колебания толстых ортотропных пластин // Вестник НУУз. 2014. № 2/1. С. 127 – 132.

- [4] Усаров М.К. Расчет ортотропных пластин на основе бимоментной теории // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2014. № 3 – 4. С. 37 – 41.
- [5] Усаров М.К. Изгиб ортотропных пластин с учетом бимоментов // Инженерно-строительный журнал. Спб., 2015. № 1(53). С. 80 – 90.

Институт сейсмостойкости сооружений АН РУз

Дата поступления
12.05.2017

M.K. Usarov, G.T. Ayubov, D.M. Usarov. Dynamic calculation of the building based on the plastic model that considers the bimoments

The paper proposes a dynamic plate-like model of the building in the form of a cantilever plate, working on tension-compression, taking into account transverse reduction; the model has been developed in the framework of bimoment theory. The formulas for reduced density, modulus of elasticity and shear of plate-like model of the building are given, they allow to take into account all types of oscillations of buildings constructions at effects different in direction. Numerical results for longitudinal vibrations of the building are obtained.

М.К. Усаров, Г.Т. Аюбов, Д.М. Усаров. Бимоментликни ҳисобга олган ҳолда пластинкасимон модель асосида биноларнинг динамик ҳисоблаш

Мақолада бинонинг бимоментли назария доирасида ишлаб чиқилган ва чўзилиш-сиқилишга ҳамда кўндаланг эзилишга ишлайдиган консол пластинкасимон динамик модели таклиф этилган. Турли хил йўналишдаги таъсирларга бино конструкциялари тебранишининг барча турларини ҳисобга олиш, келтирилган зичлик, эластиклик модули ва бино пластинкасимон моделининг силжиши учун формулалар келтирилган. Биноларнинг бўйлама тебранишлари учун сонли натижалар олинган.

УДК 532

Ф.Х. НИШОНОВ

ОБОБЩЕННАЯ МОДЕЛЬ ТЕОРИИ СТРУЙ ОДНО- И МНОГОФАЗНЫХ ЖИДКОСТЕЙ *

Теория течений одно- и многофазных жидкостей основана академиком Х.А. Рахматулиным и развита многими выдающимися авторами, в том числе в Узбекистане Д.Ф. Файзуллаевым, К.Ш. Латиповым, А. И. Умаровым, А. Бегматовым, А.А. Хамидовым, И.Н. Хусановым и другими учеными. Она имеет широкое практическое применение во многих отраслях техники, струйных аппаратах, машиностроении, химической, пищевой, легкой промышленности, гидротехнике, транспортировке жидких и сыпучих материалов, а в последнее время – при процессе безопасной эксплуатации водных объектов. Теория струй идеальной жидкости является наиболее развитым разделом механики жидкости и газа, которая систематически изложена в монографиях [1 – 5]. В теории струи несжимаемой жидкости в зависимости от типов плоских, пространственных задач о течении жидкости, газа и их смесей со свободными поверхностями и разработаны различные методы решения.

Для стационарного двумерного плоского, осесимметричного потенциального течения идеального сжимаемого газа с дозвуковой скоростью при политропическом процессе обобщен метод Жуковского – Чаплыгина проф. А.А. Хамидовым [4]. Доказано, что искомая функция Жуковского для двумерных задач теории струй и функция Жуковского $\omega(\zeta, \bar{\zeta})$ будут обобщенно аналитической функцией, а функция отображения $z(\zeta, \bar{\zeta})$ будет p, q аналитической функцией, когда комплексный потенциал аналитической функции в канонической области G_0 ($\zeta = \xi + i\eta$) удовлетворяет уравнениям [4, 5]:

$$\omega_{\bar{\zeta}} - q_1 \omega_{\zeta} - q_2 \bar{\omega}_{\bar{\zeta}} = F \quad z_{\bar{\zeta}} - \mu_2 \bar{z}_{\bar{\zeta}} = 0.$$

Решение уравнений имеет вид

$$\omega(\zeta, \bar{\zeta}) = \omega_0(\zeta) + T\omega, \quad z(\zeta, \bar{\zeta}) = z_0(\zeta) + Tz,$$

где $\omega_0(\zeta)$ и $z_0(\zeta)$ – решение плоской задачи $Tf = -\frac{1}{4\pi} \int_{G_0} \frac{\omega(t, \bar{t}) dt}{t - \zeta}.$

*Статья посвящается светлой памяти проф., докт. ф-м.н. Ахмеджана Абдуллаевича Хамидова.

Разработан приближенный метод двумерных задач теории плоских и осесимметричных струй сжимаемой жидкости [4 – 6]. Этим методом получены аналитические решения ряда задач струйных течений сжимаемой жидкости [7, 8], а также для ряда классических осесимметричных задач несжимаемых жидкостей получены точные решения [5].

Двумерные задачи теории струй многофазной смеси жидкостей и газов. Для описания физических свойств фаз многофазных сред приняты модель взаимопроникающих взаимодействующих сред, модель Х.А. Рахматулина, описывающая движения жидкостей и газов в подвижной деформируемой среде [3, 5].

Как известно, многофазные потоки весьма разнообразны: топливные смеси в ракетах, цементные и бетонные растворы, речные потоки в деформируемых руслах, пароводяные смеси в энергетических установках, селевые потоки на горных склонах. Часто можно выделить компоненты потока, резко отличающиеся по свойствам: газ, жидкость, твердое вещество. Каждая из этих фаз может быть в двух качественно различных формах: несущей среды или несомой среды (дисперсной фазы).

Несущая среда может предполагаться абсолютно непрерывной (или просто непрерывной). В любой точке этой среды может быть размещен шар, состоящий из частиц рассматриваемой среды, который можно переместить в любую другую точку области, занятой средой. Напротив, несомая среда этим свойством не обладает. Например, частицы грунта в русловом потоке полностью окружены водой. От одной частицы грунта к другой нельзя перейти, минуя воду. Такую среду при малых размерах частиц предложено называть непрерывно диспергированной (или равномерно разрывной), условно сплошной средой [7, 9].

Для дисперсной фазы не обязательно вводить гипотезу условной сплошности. В некоторых задачах, например при выводе критериев подобия, полезно сохранить дискретное рассмотрение.

Исследования струйных течений смеси вязких жидкостей позволяют раскрыть характер взаимодействия между фазами. Решение этих задач, наряду с теоретической значимостью, имеет ряд практических приложений в различных отраслях техники, промышленности и гидротехники.

В работах [4, 5] получены первые интегралы уравнения движения смеси идеальных жидкостей для постоянной и переменной концентрации. Получим уравнение Бернулли для течения дисперсной смеси в руслах, реках, каналах и трубе и применим к решению разных задач.

Рассмотрим движения дисперсной смеси во взаимопроникающей и взаимодействующей модели Х.А. Рахматулина. Уравнениями движения и неразрывности, написанными в форме Громеко – Ламба, будут [3 – 5]

$$\rho_n \frac{\partial \vec{V}_n}{\partial t} + \rho_n \text{grad} \frac{V_n^2}{2} + 2\rho_n [\vec{\omega}_n, \vec{V}_n] = f_n \mu_n \nabla^2 \vec{V}_n + \rho_n \vec{F}_n - f_n \text{grad} \rho + K^* (\vec{V}_p - \vec{V}_n), \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho_n}{\partial t} + \text{div}(\rho_n \vec{V}_n) = 0, \quad (2)$$

$$\sum_{n=1}^N f_n = 1, \quad (3)$$

где $\vec{V}_n$ – вектор скорости n -й фазы смеси; ρ_n – приведенная плотность n -й фазы смеси, определяемой равенством

$$\rho_n = f_n \cdot \rho_{ni}. \quad (4)$$

Здесь ρ_{ni} – истинная плотность n -й фазы смеси; μ_n – динамическая вязкость; $\vec{F}_n$ – внешняя сила, отнесенная к единице массы; $K^* = \sum_{i,j=1}^{N-1} K_{ij}$, K_{ij} – коэффициент взаимодействий i и j их фаз смеси.

В дальнейшем рассмотрим двухфазную или трехфазную смесь: при двухфазном потоке (поток воды с наносами или солью, влагой и др.) коэффициент взаимодействия имеет вид

$$\vec{K}_1 = K (\vec{V}_p - \vec{V}_n).$$

При трехфазном потоке коэффициент взаимодействия имеет вид

$$\vec{K}_1 = K_{12}(\vec{V}_2 - \vec{V}_1) + K_{23}(\vec{V}_3 - \vec{V}_2) + K_{13}(\vec{V}_1 - \vec{V}_3).$$

Предположим, что внешние силы консервативные

$$\vec{F}_n = -\text{grad}U_n$$

и процесс при движении смеси баротропический (давление является функцией истинных плотностей)

$$p = p(\rho_{ni}).$$

Предположим также, что коэффициенты взаимодействия K^* постоянны. Тогда уравнение (1) можно написать в виде

$$\rho_{ni} \frac{\partial \vec{V}_n}{\partial t} + \rho_{ni} \text{grad} \frac{V_n^2}{2} + 2\rho_{ni} [\vec{\omega}_n, \vec{V}_n] = -\text{grad}p + \mu_n \nabla^2 \vec{V}_n - \rho_{ni} \text{grad}U_n + \frac{K^*}{f_n} (\vec{V}_p - \vec{V}_n).$$

Уравнение (1) напомним в проекциях декартовых координат. Умножив их на dx, dy, dz и сложив, получим

$$\begin{aligned} \rho_n d \left[\frac{V_n^2}{2} + \Pi_n + P_n \right] &= f_n \mu_n (\nabla^2 u_n dx + \nabla^2 v_n dy + \nabla^2 w_n dz) - 2\rho_n \left[[\vec{\omega}_n, \vec{V}_n]_x dx + [\vec{\omega}_n, \vec{V}_n]_y dy + \right. \\ &\left. + [\vec{\omega}_n, \vec{V}_n]_z dz - \rho_n \left[\frac{\partial u_n}{\partial t} dx + \frac{\partial v_n}{\partial t} dy + \frac{\partial w_n}{\partial t} dz \right] + K[(u_p - u_n)dx + (v_p - v_n)dy + (w_p - w_n)dz] \right]. \end{aligned}$$

Здесь $P_n = \int \frac{dp}{\rho_{ni}}$ – функция давления для n -й фазы.

Вдоль линии тока и вихревой линии удовлетворяется следующее равенство:

$$[\vec{\omega}_n, \vec{V}_n]_x dx + [\vec{\omega}_n, \vec{V}_n]_y dy + [\vec{\omega}_n, \vec{V}_n]_z dz \equiv 0.$$

Тогда уравнения Бернулли вдоль линии тока и вихревой линии смеси напомним в виде

$$\begin{aligned} \rho_n d \left[\frac{V_n^2}{2} + \Pi_n + \frac{P_n}{\rho_{ni}} \right] &= f_n \mu_n [\nabla^2 u_n \cdot dx + \nabla^2 v_n \cdot dy + \nabla^2 w_n \cdot dz] + \\ &+ K[(u_p - u_n)dx + (v_p - v_n)dy + (w_p - w_n)dz]. \end{aligned} \quad (5)$$

В работе [4] доказано, что если $\rho_{1i} H_1 = \rho_{2i} H_2$, то существует интеграл Бернулли для смеси идеальных жидкостей и

$$\sum_{n=1}^N \rho_n H_n = \text{const},$$

где $H_n = \frac{V_n^2}{2} + \Pi_n + \frac{P_n}{\rho_{ni}}$ – энергия потока, отнесенная к единице массы. Уравнение (5) можно написать в виде [4]:

$$\begin{aligned} d \left[\rho_n \frac{V_n^2}{2} + \rho_n \Pi_n + P_n f_n \right] &= f_n \mu_n [\nabla^2 u_n dx_n + \nabla^2 v_n dy_n + \nabla^2 w_n dz_n] + \\ &+ K[(u_p - u_n)dx_n + (v_p - v_n)dy_n + (w_p - w_n)dz_n] + \rho_n \left(\frac{\partial u_n}{\partial t} dx_n + \frac{\partial v_n}{\partial t} dy_n + \frac{\partial w_n}{\partial t} dz_n \right). \end{aligned}$$

Интегрируя полученное равенство, будем иметь для поперечных сечений потока

$$[H_n \rho_n]_2 - [H_n \rho_n]_1 = -A_2 - A_1 + A_{K_2} - A_{K_1} + T_{n_2} - T_{n_1}, \quad (6)$$

где $A_1 = f_n \mu_n (\nabla^2 u_n dx_n + \nabla^2 v_n dy_n + \nabla^2 w_n dz_n)_1$, $A_2 = f_n \mu_n (\nabla^2 u_n dx_n + \nabla^2 v_n dy_n + \nabla^2 w_n dz_n)_2$,
 $H_n \rho_n = [\rho_n V_n^2 / 2 + \rho_n \Pi_n + P_n \cdot f_n]$, $A_{K_1} = K \{ [(u_p - u_n) dx + (v_p - v_n) dy + (w_p - w_n) dz] \}_1$,
 $A_{K_2} = K \{ [(u_p - u_n) dx + (v_p - v_n) dy + (w_p - w_n) dz] \}_2$; A_1 , A_2 – работа сил вязкости, затраченная при
элементарном перемещении единицы массы вдоль линии тока или вихревой линии; A_{kn} – работа
сил взаимодействия фаз вдоль линии тока или вихревой линии.

Определим, что

$$T_n = \frac{\partial u_n}{\partial t} dx_n + \frac{\partial v_n}{\partial t} dy_n + \frac{\partial w_n}{\partial t} dz_n = \left(\frac{\partial \vec{V}_n}{\partial t} \cdot d\vec{Z}_n \right),$$

где $d\vec{Z}_n = \vec{i} dx_n + \vec{j} dy_n + \vec{k} dz_n$.

Здесь $T_n = \frac{\partial V_n}{\partial t} d \ln$ – работа инерционных сил.

Рассмотрим уравнение (6) для потока дисперсной смеси в целом. Для этого суммируем по n , тогда работа сил взаимодействия (6) как внутренняя сила исчезнет, и будет иметь вид

$$[\rho_n H_n]_2 - [H_n \rho_n]_1 + A_2 - A_1 = -T_{n_2} + T_{n_1}.$$

Отсюда получим равенства для каждого сечения потока смеси:

$$\rho_1 H_1 + A_1 + T_1 = \rho_2 H_2 + A_2 + T_2$$

или

$$\rho_1 \frac{V_1^2}{2} + \rho_1 \Pi_1 + P_1 \cdot f = \rho_2 \frac{V_2^2}{2} + \Pi_2 \cdot \rho_2 + P_2 \cdot f_2 + \Delta h_\ell + \Delta h_{ин},$$

где $\Delta h_\ell = A_2 - A_1$, $\Delta h_{ин} = T_2 - T_1$.

Здесь Δh_ℓ – потеря напора смеси по длине; $\Delta h_{ин}$ – инерционная потеря напора смеси.

Таким образом, получено уравнение Бернулли для потока дисперсной смеси, которую можно применить для проведения расчета гидравлических параметров взвесенесущих потоков в реках [7], каналах и для течения дисперсной смеси на гидротехнических сооружениях, а также для решения других задач.

Применением вышеизложенного метода рассмотрен ряд задач, в их числе задача о возникновении кавитации в дисперсной смеси, кавитации в турбинах, где определена высота отсасывания в рассматриваемой среде [8].

Рассмотрена задача о гидравлическом ударе, где основным вопросом исследования являлся закон изменения давления и импульса в трубопроводе, и получен расчёт ёмкости воздушно-гидравлического колпака для предохранения напорной линии от вредных последствий гидравлического удара, возникающего при внезапной остановке поршневого насоса (рис. 1, 2).

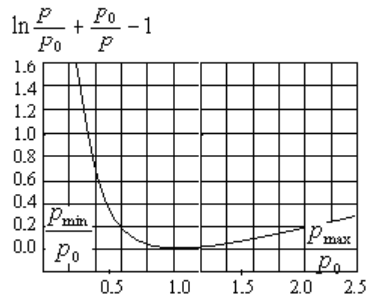


Рис. 1. Закономерность изменения p/p_0
от выражения $\ln \frac{p}{p_0} + \frac{p_0}{p} - 1$

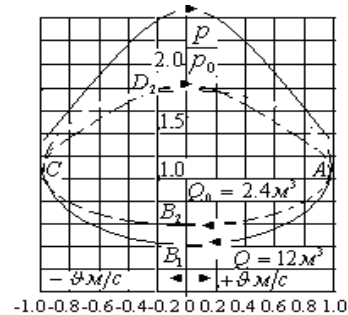


Рис. 2. Колебания давления воздуха в воздушно-гидравлическом колпаке

Решения этих задач являются приложениями обобщенной модели теории струй одно- и многофазных жидкостей к разным задачам дисперсной смеси, где участвуют смесь мелких твердых частиц, газозвеси, аэрозвеси, смеси жидкости с пузырьками газа или пара.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Гаппаров Ф.А., Нишонов Ф.Х., Фатхуллаев А.М., Худайкулов С.И. Возникновение кавитации в дисперсной смеси // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2015. № 2. С. 18 – 23.
- [2] Гуревич М.И. Теория струй идеальной жидкости. М.: Наука. 1979. – 536 с.
- [3] Рахматуллин Х.А. Основы газодинамики взаимопроникающих движений сжимаемых сред // ПММ. Вып. 2. 1956. Т. 20.
- [4] Хамидов А.А. Плоские и осесимметричные задачи о струйном течении идеальной сжимаемой жидкости. Ташкент: Фан, 1978. – 120 с.
- [5] Худайкулов С.И., Салиев Б.К. Математическая модель движения водно-солевой смеси в ненасыщенной пористой
- [6] Хамидов А.А., Худайкулов С.И. Теория струй многофазных вязких жидкостей. Ташкент: Фан, 2003. – 140с.
- [7] Рахматуллин Х.А., Хамидов А.А. Решение осесимметричных задач струи идеального газа // Доклады АН. Вып. 3. 1977. Т. 237.
- [8] Нишонов Ф.Х., Худайкулов С.И. Моделирование ударного импульса жидкости в трубопроводе // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2015. № 1. С. 26 – 30.
- [9] Латипов К.Ш., Арифжонов А.М., Худайкулов С.И. Расчёт распределения взвешенных частиц по глубине потока и определение коэффициента лобового сопротивления наносов // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2014. № 1. С. 18 – 23.

НИИ ирригации и водных проблем
при Ташкентском институте ирригации и мелиорации

Дата поступления
09.06.2016

Ф.Х. Нишонов. Бир ва кўпфазаги суюқликларнинг тор назариясини умумлашган модели

Бир ва кўп фазаги суюқликлар оқими назариясининг умумлашган модели. Ушбу мақолада бир ва кўп фазаги суюқликларнинг икки ўлчовли масалалари учун ҳаракат тенгламаси олиниб, тенгламани ечишнинг асосий усуллари берилган ва усулнинг ишлаб чиқариш масалаларига қўлланиши келтирилган.

F.X. Nishonov. Generalized model of the theory of jets of single- and multiphase liquids

The generalised model of the theory of streams of one- and multiphase liquids. The given work the equations for two-dimensional problems of one- and multiphase streams of liquids are accepted, the basic methods decisions the equations are given and methods of application of industrial problems are resulted.

УДК 532.546

Б.Х. ХУЖАЁРОВ, У.Ж. САЙДУЛЛАЕВ

ОСЕССИММЕТРИЧНАЯ ЗАДАЧА ФИЛЬТРАЦИИ СУСПЕНЗИЙ С ОБРАЗОВАНИЕМ КЕЙК-СЛОЯ

При фильтрационном осветлении суспензии одним из основных технических элементов являются фильтры, конструктивные и технические характеристики которых могут быть различными [1 – 3]. При этом частицы суспензии либо задерживаются на поверхности фильтра, образуя осадок, который называется кейк-слоем, либо проникают в фильтр, задерживаясь в порах. В соответствии с этим различают фильтрование с образованием кейк-слоя и фильтрование с закупоркой пор [4 – 7]. Фильтровальный элемент, через внутреннюю или внешнюю боковую поверхность которого подается суспензия, часто имеет цилиндрическую форму.

Рассмотрим процесс фильтрования суспензий через цилиндрический фильтр (рис. 1). Суспензия подается через внешнюю поверхность фильтра, имеющего радиус R , на которой образуется кейк-слой. Относительное содержание жидкой и твердой фаз обозначим через ε и ε_s , $\varepsilon + \varepsilon_s = 1$, а скорости фильтрации для жидкой и твердой фаз – через q_ℓ и q_s . Предположим, что фильтрование происходит в радиальном направлении. Это означает совпадение направления скоростей движения жидкости и взвешенных частиц с радиальным направлением, следовательно, поток можно считать одномерным, радиально осесимметричным.

Уравнение фильтрования с образованием кейк-слоя в

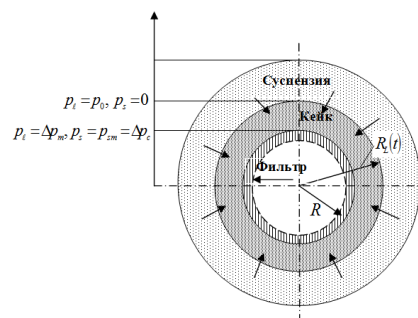


Рис. 1. Схема фильтрования суспензии
через цилиндрический фильтр

цилиндрических координатах относительно компрессионного давления p_s принимает аналогичный с [8, 9] вид

$$\frac{\beta \varepsilon_s^0}{p_A} \left(1 + \frac{p_s}{p_A}\right)^{\beta-1} \frac{\partial p_s}{\partial t} = \frac{\varepsilon_s^0 k^0}{\mu} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\left(1 + \frac{p_s}{p_A}\right)^{\beta-\delta} r \frac{\partial p_s}{\partial r} \right) + \frac{\beta \varepsilon_s^0}{p_A} \left(1 + \frac{p_s}{p_A}\right)^{\beta-1} \frac{q_{\text{вых}}}{2\pi} \cdot \frac{1}{r} \frac{\partial p_s}{\partial r}. \quad (1)$$

где p_A – характерное давление; ε_s^0, k^0 – значения твердосодержимости ε_s и проницаемости k при $p_s=0$; β, δ – постоянные величины; μ – вязкость; t – время; r – координата; $q_{\text{вых}}$ – поток фильтрата через фильтр:

$$q_{\text{вых}} = \left[-2\pi r \frac{k}{\mu} \frac{\partial p_\ell}{\partial r} \right]_{r=R}.$$

Уравнение (1) решается при соответствующих начальных и граничных условиях, заданных, в частности, на подвижной границе $r=R_L(t)$, которая должна определяться из дополнительного уравнения.

Приведём уравнение для подвижного радиуса $R_L(t)$, который выражает толщину цилиндрического кейк-слоя, т.е. радиус границы между суспензией и кейк-слоем в следующем виде:

$$\frac{dR_L}{dt} = \frac{\varepsilon_s^0}{\varepsilon_s^0 - \varepsilon_{s_0}} \left[\frac{k}{\mu} \frac{\partial p_\ell}{\partial r} \right]_{r=R_L^-} + \frac{1}{2\pi R_L^-} q_{\text{вых}}. \quad (2)$$

На поверхности $r = R_L^-$ сжимающие частицы напряжения равны нулю, так что $\varepsilon_s|_{R_L^-}$ можно принять равным ε_s^0 , т.е. твердосодержимости при нулевом напряжении. С другой стороны, $\varepsilon_s|_{R_L^+}$ равно концентрации твердых частиц в суспензии ε_{s_0} .

Если процесс начинается в новом фильтре без предварительной прокачки жидкости, то можно принять начальное условие

$$R_L(0) = R. \quad (3)$$

Фильтрация организуется с внезапным приложением давления. Тогда начальные условия для p_ℓ и p_s можно принять нулевыми, т.е.

$$p_\ell(0, r) = 0, \quad p_s(0, r) = 0. \quad (4)$$

Граничные условия для задачи задаются как

$$p_\ell = p_0, \quad p_s = 0, \quad \varepsilon_s = \varepsilon_s^0 \quad \text{при} \quad r = R_L(t), \quad (5, a)$$

$$-2\pi r \frac{k}{\mu} \frac{\partial p_\ell}{\partial r} = \frac{-p_\ell}{R_m \mu} \quad \text{при} \quad r = R. \quad (5, б)$$

В режиме с заданным давлением (5, а) можно вычислить расход фильтрата на выходе из фильтра $q_{\text{вых}} = \left[-2\pi r \frac{k}{\mu} \frac{\partial p_\ell}{\partial r} \right]_{r=R}$, являющийся функцией времени.

Из (5, а) получим граничные условия относительно p_s

$$-2\pi \left[r \frac{k}{\mu} \frac{\partial p_s}{\partial r} \right]_{r=R} = \frac{p_0 - p_s}{\mu R_m} \Big|_{r=R}, \quad p_s(t, R_L(t)) = 0. \quad (6)$$

Уравнение (1), вводя обозначения

$$a(p) = \frac{p_A k^0}{\beta \mu} \left(1 + \frac{p_s}{p_A}\right)^{1-\beta}, \quad b(p) = \left(1 + \frac{p_s}{p_A}\right)^{\beta-\delta}, \quad c(p) = \frac{\varepsilon_s^0}{\varepsilon_s^0 - \varepsilon_{s_0}} \frac{k^0}{\mu} \left(1 + \frac{p_s}{p_A}\right)^{-\delta},$$

$$c^0(p) = \frac{k^0}{\mu} \left(1 + \frac{p_s}{p_A} \right)^{-\delta} \Big|_{r=R},$$

напишем в виде

$$\frac{\partial p_s}{\partial t} = a(p) \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(b(p) r \frac{k}{\mu} \frac{\partial p_s}{\partial r} \right) - \frac{q_{\text{блх}}}{2\pi} \cdot \frac{1}{r} \frac{\partial p_s}{\partial r}. \quad (7)$$

Уравнение для подвижной границы $R_L(t)$ – (2) приводится к виду

$$\frac{dR_L}{dt} = c(p) \left[\frac{\partial p_\ell}{\partial r} \right]_{r=R_L^-} + \frac{1}{2\pi R_{L^-}} q_{\text{блх}}, \quad (8)$$

где

$$q_{\text{блх}} = \left[-c^0(p) 2\pi r \frac{\partial p_\ell}{\partial r} \right]_{r=R}.$$

Для решения задачи (7) – (8) используем метод конечных разностей [10, 11]. Введем равномерную сетку по t с шагом τ $\bar{\omega}_\tau = \{t | t = t_j = j\tau, j = 0, 1, \dots, N, \tau N = T\}$, а по координате r будем использовать неравномерную сетку

$$\bar{\omega}_h = \{r | r = r_i = r_{i-1} + h_i, i = 1, 2, \dots, N, r_N = R_{L^-}\}$$

с переменным шагом $h_i > 0$. Шаг h_i из промежутка $[r_i, r_{i+1}]$ следует выбирать так, чтобы подвижная граница сдвинулась ровно на один шаг по временной сетке. Этот подход известен как метод ловли фронта в узел сетки.

Полученная система уравнений является нелинейной, поэтому для ее решения воспользуемся методом простой итерации. В верхнем итерационном слое уравнения приводятся к системе линейных уравнений с трехдиагональной матрицей коэффициентов. Для решения последней применяется метод прогонки [10].

Численные результаты решения задачи (7), (8) получены при следующих значениях параметров: $P_A = 10^4$ Па, $p_0 = 10^5$ Па, $R_m = 10^{12}$ 1/м², $\mu = 10^{-3}$ Па·с, $k_0 = 10^{-13}$ м², $\varepsilon_s^0 = 0.20$, $\varepsilon_{s0} = 0.0076$, $\beta = 0.13$, $\delta = 0.57$. Некоторые результаты отражены на рис. 2 – 4. Как видно из представленных результатов, по мере продолжения процесса фильтрования толщина кейк-слоя растет и по всей толщине устанавливается распределение компрессионного давления и давления жидкости. В соответствии с принятыми допущениями компрессионное давление уменьшается от поверхности фильтра до границы кейк-слоя и суспензии. Давление же в жидкости на поверхности фильтра имеет значение $p_\ell = \Delta p_m$ и от него возрастает до p_0 на общей границе кейк-слоя и суспензии. Графики на рис. 2, 3 имеют точное окончание, определяемое подвижным фронтом $R_L(t)$.

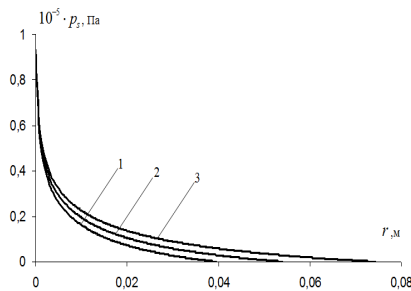


Рис. 2. Распределение компрессионного давления по толщине осадка при t , равном: 1 – 450 с; 2 – 900 с; 3 – 1800 с ($r=R$ принято как начало отсчета расстояния)

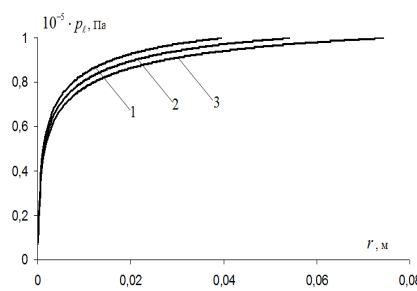


Рис. 3. Распределение давления в жидкой фазе p_ℓ по толщине осадка при t , равном: 1 – 450 с; 2 – 900 с; 3 – 1800 с ($r=R$ принято как начало отсчета расстояния)

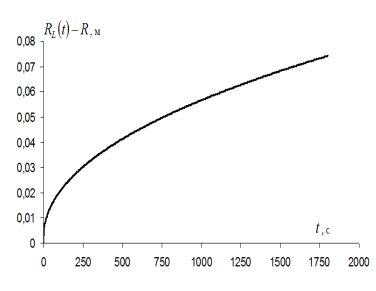


Рис. 4. Динамика толщины слоя осадка на поверхности фильтра

На рис. 4 показана динамика толщины кейк-слоя. Можно заметить ее монотонный рост. За счет уплотнения кейк-слоя содержание твердой фазы выше в области, близкой к поверхности фильтра.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. Ч. 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. М.: Химия, 1995. – 400 с.
- [2] Белоглазов И.Н., Голубев В.О. Основы расчета фильтрационных процессов. М.: Изд. дом «Руда и Металлы», 2002. – 210 с.
- [3] Жужиков В.А. Фильтрация: Теория и практика разделения суспензий. Изд. 4-е. М.: Химия, 1980. – 398 с.
- [4] Tien C. Introduction to Cake Filtration: Analysis, Experiments and Applications. Elsevier, 2006.
- [5] Tien C. Principles of filtration. Elsevier: The Netherlands, 2012.
- [6] Федоткин И.М., Воробьев Е.И., Вьюн В.И. Гидродинамическая теория фильтрования суспензий. Киев: Вища школа, 1986. – 166 с.
- [7] Федоткин И.М. Математическое моделирование технологических процессов. Киев: Вища школа, 1988. – 415 с.
- [8] Хужаёров Б.Х., Сайдуллаев У.Ж., Махмудов Ж.М. Уравнения фильтрования суспензий с образованием релаксирующего кейк-слоя // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2014. № 3 – 4, С. 69 – 72.
- [9] Хужаёров Б.Х., Сайдуллаев У.Ж., Махмудов Ж.М. Численное решение задачи релаксационного фильтрования суспензий с образованием кейк-слоя // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2016. № 2. С. 92 – 97.
- [10] Самарский А.А., Вабищевич П.Н. Вычислительная теплопередача. М.: Едиториал УРСС, 2003. – 784 с.
- [11] Caldwell J., Kwan Y.Y. Numerical methods for one-dimensional Stefan problems. Communications in Numerical Methods in Engineering. 2004. N. 20. P. 535 – 545.

Самаркандский государственный университет им. Алишера Навои

Дата поступления
03.02.2017

Б.Х. Хужаёров, У.Ж. Сайдуллаев. Кейк-қатлам ҳосил бўладиган ҳолда суспензияларни филтрлашнинг ўққа симметрик тенгламалари

Ишда кейк қатлам ҳосил бўладиган ҳолда суспензияларни филтрлашнинг ўққа нисбатан симметрик масаласи сонли ечилган. Турли модел параметрларнинг кейк қатлам бўйлаб компрессион ва суюқлик босимига ҳамда кейк қатлам қалинлигининг ўсишига таъсири ўрганилган.

B.Kh. Khuzhayorov, U.J. Saidullayev. An axi-symmetric problem of suspensions filtration with forming a cake layer
In the paper an axi-symmetric problem of suspensions filtration with forming a cake layer is numerically solved. Influence of different model parameters on compression and fluid pressure across cake layer and growth of its thickness is studied.

УДК 629.114.2

А.А. АХМЕТОВ, Ш.А. АХМЕДОВ, А.К. КАРИМОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ КЛИРЕНСА НА ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТРАКТОРА С РЕГУЛИРУЕМЫМ КЛИРЕНСОМ

Отличительной особенностью универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом [1] от серийных является то, что его конструкция позволяет изменять агротехнический просвет как под балкой переднего моста, так и под рукавами заднего моста.

Агротехнический просвет под балкой переднего моста регулируется винтовым механизмом регулировки клиренса, вмонтированным в конструкцию усовершенствованного переднего моста, а просвет под рукавом заднего моста регулируется разворотом заднего бортового редуктора назад на угол $\alpha_{\text{от}}$ до 58° или на такой же угол вперед.

Любое крупное изменение, внесенное в конструкцию трактора, приводит к изменению параметров координат центра тяжести трактора, которые, как известно [2], влияют на его устойчивость.

Технико-эксплуатационные показатели машинно-тракторных агрегатов (МТА), составленных на базе универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, находятся в зависимости от проходимости, устойчивости и управляемости последнего. Среди перечисленных на безопасность работы существенное влияние оказывает устойчивость трактора.

Потеря трактором устойчивости выражается в его самопроизвольном отклонении от заданного направления, боковом скольжении или опрокидывании.

Продольная и поперечная устойчивость универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом к опрокидыванию и боковому скольжению в определенной степени зависит от координаты его центра тяжести. Поэтому представляет научный интерес исследование влияния величины клиренса трактора на изменение координаты его центра тяжести.

В исследованиях определялись координаты центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в зависимости от вида установленного клиренса, т.е. в каком состоянии находится трактор – в высококлиренсном (*I* вариант) или низкоклиренсном (*II* вариант) положении.

При регулировке клиренса с разворотом заднего бортового редуктора назад или вперед с изменением клиренса происходит изменение и базы L универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом. На расчетной схеме (рис.1) показано, как осуществляется разворот заднего бортового редуктора и его положение в различных вариантах клиренса: в *I* варианте клиренса трактора он занимает положение OA' , а во *II* варианте – OA'' .

Согласно расчетной схеме, величина приращения базы ΔL универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом при развороте заднего бортового редуктора назад на угол $\alpha_{\text{от}}$ равна

$$\Delta L = h_{\text{окп}} \sin \alpha_{\text{от}}, \quad (1)$$

где $h_{\text{окп}}$ – рабочая высота заднего бортового редуктора, мм.

Кожухи заднего моста опускаются во *II* варианте клиренса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом на величину

$$\Delta h_{\text{окп}} = h_{\text{окп}}^I - h_{\text{окп}}^{II}, \quad (2)$$

где $h_{\text{окп}}^I$, $h_{\text{окп}}^{II}$ – рабочая высота заднего бортового редуктора, соответственно при *I* и *II* вариантах клиренса трактора, мм.

База универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом во *II* варианте клиренса с учетом ее приращения за счет разворота заднего бортового редуктора назад на угол $\alpha_{\text{от}}$ будет

$$L^{II} = L^I + \Delta L, \quad (3)$$

где L^I , L^{II} – база трактора соответственно при *I* и *II* вариантах клиренса, мм.

Согласно расчетной схеме (рис. 2), плечо устойчивости A_y универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в *I* варианте клиренса

$$A_y^I = \frac{B_1 L^I + (B_2 - B_1)(L^I - a_{\text{ум}}^I)}{\sqrt{4(L^I)^2 + (B_2 - B_1)^2}}, \quad (4)$$

где B_1 – колея по передним колесам, мм; B_2 – колея по задним колесам, мм; $a_{\text{ум}}^I$ – горизонтальная координата центра тяжести при *I* варианте клиренса трактора, мм.

Плечо устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом во *II* варианте клиренса

$$A_y^{II} = \frac{B_1 L^{II} + (B_2 - B_1)(L^{II} - a_{\text{ум}}^{II})}{\sqrt{4(L^{II})^2 + (B_2 - B_1)^2}}, \quad (5)$$

где $a_{\text{ум}}^{II}$ – горизонтальная координата центра тяжести при *II* варианте клиренса трактора, мм.

При переходе с одного клиренса на другой из-за разворота задних бортовых редукторов назад изменяется расположение центра тяжести этих редукторов (рис.3). Поэтому для определения центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в зависимости от вариантов клиренса сначала определяем силу тяжести трактора без задних бортовых редукторов и координаты центра тяжести (ЦТ) этой части трактора, т.е.

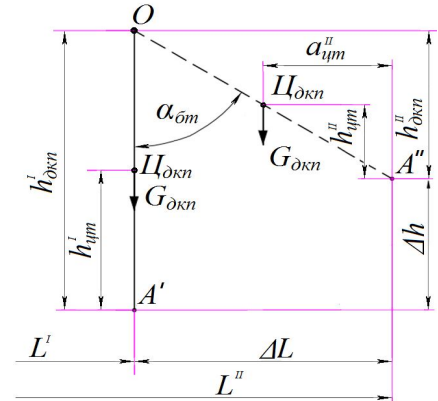


Рис. 1. Расчетная схема определения центра тяжести бортового редуктора

$$G_m' = G_m - 2G_{\text{окп}}, \quad (6)$$

где G_m' – сила тяжести части универсально-пропашного трактора без задних бортовых редукторов, N ; G_m – сила тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, N ; $G_{\text{окп}}$ – сила тяжести бортового редуктора, N .

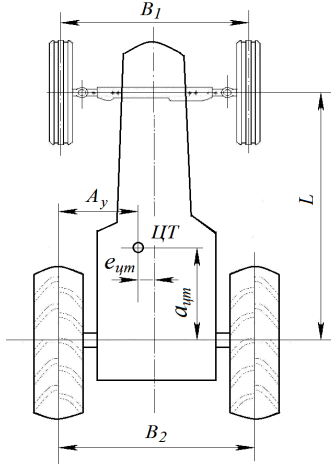


Рис. 2. Расчетная схема к определению плеча устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

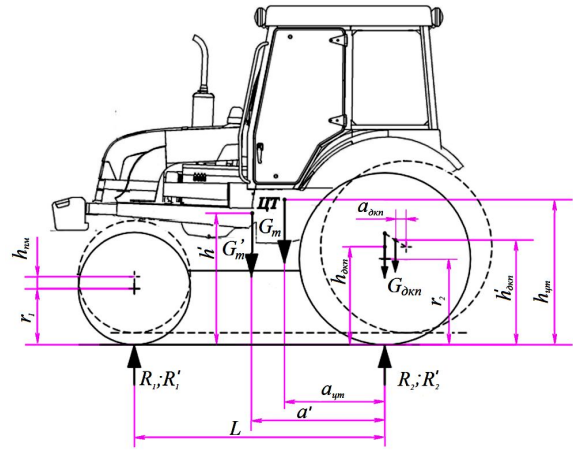


Рис. 3. Расчетная схема к определению координат центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Горизонтальная координата центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом без задних бортовых редукторов a' в I варианте клиренса [2]

$$a'^I = \frac{G_m a_{\text{ум}}^I - 2G_{\text{окп}} a_{\text{окп}}}{G_m'}, \quad (7)$$

где $a_{\text{окп}}$ – горизонтальная координата центра тяжести задних бортовых редукторов, мм.

На условной расчетной схеме (рис.4) показаны изменения в зависимости от клиренса параметров ЦТ трактора. В I варианте клиренса для получения необходимого агропросвета (870 мм) балка переднего моста поднимется на $\Delta h_{\text{нм}} = 198.9$ мм, что приведет к изменению вертикальной координаты центра тяжести трактора на величину Δh^I , которая определяется выражением

$$\Delta h^I = (L^I - a'^I) \operatorname{tg} \gamma^I + \Delta h_{\text{нм}} - (L - a^{\text{баз}}) \operatorname{tg} \gamma. \quad (8)$$

Здесь
$$\gamma^I = \operatorname{arctg} \frac{r_2 + h_{\text{окп}}^I - (r_1 + \Delta h_{\text{нм}})}{L^I}, \quad (9)$$

где γ – угол наклона условной линии, на которой расположен центр тяжести в базовом варианте, градус; γ^I – угол наклона условной линии, на которой расположен центр тяжести в I варианте клиренса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, градус; $h_{\text{окп}}^I$ – вертикальная координата центра тяжести задних бортовых редукторов в I варианте клиренса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, мм.

Вертикальная координата центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в I варианте клиренса

$$h^I = h' + \Delta h^I, \quad (10)$$

где h' – вертикальная координата центра тяжести базового трактора, мм.

Тогда, с учетом бортового редуктора, вертикальная координата центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в I варианте клиренса

$$h_{\text{ум}}^I = \frac{G_m' h^I + 2G_{\text{окп}} h_{\text{окп}}^I}{G_m}. \quad (11)$$

Горизонтальная координата центра тяжести во II варианте клиренса

$$a^{II} = a^I + \Delta L. \quad (12)$$

Тогда горизонтальная координата центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом во II варианте клиренса

$$a_{um}^{II} = \frac{G'_m a'^{II} + 2G_{окл} a_{окл}^{II}}{G_m}. \quad (13)$$

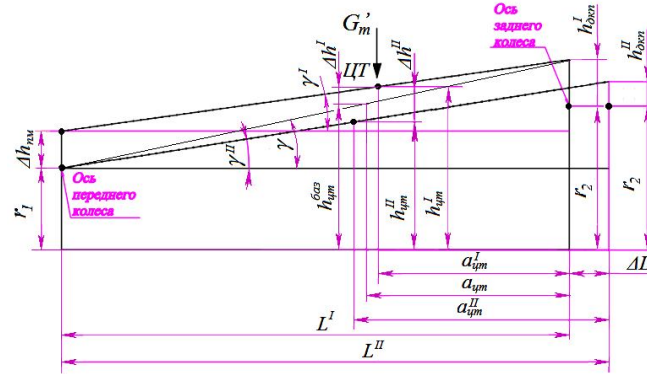


Рис. 4. Условная расчетная схема к определению координат центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Во II варианте клиренса центр тяжести опускается на Δh^{II} по сравнению с I вариантом клиренса, так как передняя ось опускается на Δh_{nm} , задние бортовые редукторы разворачиваются назад на угол 58° . Угол наклона условной линии, на которой расположен центр тяжести (рис. 4),

$$\gamma^{II} = \arctg \frac{r_2 + h_{окл}^{II} - r_1}{L^{II}}. \quad (14)$$

Тогда

$$\Delta h^{II} = (L^I - a^I) \operatorname{tg} \gamma^I + \Delta h_{nm} - (L^{II} - a^{II}) \operatorname{tg} \gamma^{II}. \quad (15)$$

Вертикальная координата центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом во II варианте клиренса

$$h^{II} = h^I - \Delta h^{II}. \quad (16)$$

Тогда, с учетом бортового редуктора, вертикальная координата центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом во II варианте клиренса

$$h_{um}^{II} = \frac{G'_m h'^{II} + 2G_{окл} h_{окл}^{II}}{G_m}. \quad (17)$$

Опорные реакции универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в соответствии с вариантами клиренса имеют следующий вид:

$$R_1^{I(II)} = \frac{a_{um}^{I(II)} G_m}{L^{I(II)}}, \quad (18)$$

$$R_2^{I(II)} = G_m - R_1^{I(II)}, \quad (19)$$

где $R_1^{I(II)}$, $R_2^{I(II)}$ – соответственно опорные реакции передних и задних колес универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в соответствии с вариантами клиренса N .

Анализ результатов расчета, проведенный по вышеуказанной последовательности, показывает (таблица), что изменение клиренса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом приводит к изменению длины базы и координат центра тяжести, а также к перераспределению силы тяжести трактора на его передние и задние колеса.

При сравнительно одинаковом плече устойчивости перевод универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом с высоклиренсного варианта на низклиренсный приводит к увеличению базы трактора на 199.3 мм, изменению горизонтальной координаты центра тяжести трактора на 133.5 мм и к уменьшению вертикальной координаты центра тяжести на 158.0 мм. Кроме того, при этом происходит переброс 235 кг массы трактора от задних колес на передние.

Результаты расчета изменения технико-эксплуатационных параметров трактора от вида его клиренса

Наименование показателей и единица измерения	Обозначение показателей	Значение показателей
Приращение клиренса заднего моста трактора, мм	Δh	110.47
Приращение базы трактора при развороте бортового редуктора назад, мм	ΔL	199.29
База трактора (в I варианте), мм	L^I	2560.0
База трактора (во II варианте), мм	L^{II}	2759.29
Плечо устойчивости (мм) при: - I варианте - II варианте	A_y^I A_y^{II}	910.25 910.26
Вертикальная координата центра тяжести трактора (мм) при: - I варианте - II варианте	h_{um}^I h_{um}^{II}	1480.52 1322.51
Горизонтальная координата центра тяжести трактора (мм) при: - I варианте - II варианте	a_{um}^I a_{um}^{II}	1011.75 1144.28
Опорные реакции трактора в I варианте, N (кгс): - на передние колеса - на задние колеса	R_1^I R_2^I	17020 (1735) 28792 (2935)
Опорные реакции трактора во II варианте, N (кгс): - на передние колеса - на задние колеса	R_1^{II} R_2^{II}	19325 (1970) 26487 (2700)

Таким образом, исследования влияния клиренса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом на его технико-эксплуатационные параметры показывают, что изменение клиренса с высококлиренсного на низкоклинренсный приводит к увеличению базы трактора, горизонтальной координаты центра тяжести, к уменьшению вертикальной координаты и перебросу части массы трактора от задних колес на передние. Все эти обстоятельства, связанные с изменением клиренса трактора, должны быть учтены при проектировании универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом и при определении его устойчивости, проходимости и управляемости.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Патент UZ FAP 00903. Универсально - пропашной трактор / Ахметов А.А., Усманов И.И., Саидаминов С.С., Ахмедов Ш.А. // Расмий ахборотнома. 2014. № 5.
- [2] Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.

Дата поступления

УП СКБ “Трактор”
09.02.2017

А.А. Ахметов, Ш.А. Ахмедов, А.К. Каримов. Клиренси ростланувчан трактор клиренси ўзгаришининг техник-фойдаланиш кўрсаткичлари таъсирини ўрганиш тадқиқотлари

Мақолада клиренснинг оғирлик маркази координатлари ва трактор базасига таъсирини ўрганиш тадқиқот натижалари келтирилган. Клиренси ростланувчан универсал чопиқ тракторларининг турғунлик елкаларида юқори клиренсдан қўйи клиренсга ўтказилганда таққосланганда трактор базаси 199.3 мм ортиши, оғирлик марказининг горизонтал координатаси 133,5 мм, ва оғирлик марказининг вертикал координатаси 158,0 мм га камайгани кузатилди. Бундан ташқари бу ҳолатда 235 кг трактор массаси тракторнинг орқа гилдирагидан олдинги гилдирагига узатилади. Бу барча ўзгаришлар ушбу тракторнинг турғунлиги, ўтувчанлиги ва бошқарилувчанлигини аниқлашда ҳисобга олиниши керак.

A.A. Ahmetov, Sh.A. Ahmedov, A.K. Karimov. Research of influence of change of clearance on technical and operational parameters of the tractor with adjustable clearance

In article it is given results probe of influences the provision of a ground clearance on change of coordinate of the center of gravity and base of the tractor. At rather identical shoulder of stability the translation multiple-purpose row tractors with an adjustable ground clearance from high clefrance on low-clearance situation leads to increase in base of the tractor by 199.3 mm, horizontal coordinate of the center of gravity of the tractor by 133.5 mm and to reduction the vertical coordinate of the center of gravity on 158,0 mm. Besides at the same time there is a transfer of 235 kg of mass of the tractor from rear wheels on front. All these changes have to be considered when determining stability, flotation ability and road ability of this tractor.

ОСОБЕННОСТИ ПОДАЧИ ЛИСТОВОГО МАТЕРИАЛА В ЗОНУ ОБРАБОТКИ

Транспортирующие и подающие устройства вновь создаваемых машин должны обладать всеми преимуществами существующих машин, прежде всего, обеспечивать транспортировку и подачу любого листового материала, в том числе кожевенного полуфабриката без складок, в рабочую зону валковой пары [1].

В отдельных машинах для механической обработки кожевенного полуфабриката функцию подающего транспортера выполняет отжимное полотно в виде бесконечной ленты, проходящей между валковой парой, где обрабатываемый кожевенный полуфабрикат без переходного процесса заходит в рабочую зону валковой пары. Скорость кожевенного полуфабриката потребует больше ручного труда для расправки складок. Особенно при больших давлениях имеет место отставания кожевенного полуфабриката от отжимных полотен и образование у него поперечных складок. Степень отставания характеризуется упругими свойствами последнего и транспортирующих полотен. Некоторые машины снабжены специальными транспортирующими конвейерами для подачи кожевенного полуфабриката в рабочую зону валковой пары. Это позволяет регулировать скорость передвижения кожевенного полуфабриката на транспортирующем конвейере и в зоне контакта валковой пары. Вследствие отличия скорости транспортирующего конвейера от линейной скорости валковой пары достигается расправление поперечных складок обрабатываемого кожевенного полуфабриката. Но при этом имеется переходной участок, где обрабатываемый кожевенный полуфабрикат должен плавно проходить от подающего транспортирующего конвейера в рабочую зону валковой пары. При недостаточности жесткости обрабатываемого кожевенного полуфабриката на переходном участке и недостаточности силы трения между поверхностями кожевенного полуфабриката и нижнего рабочего вала происходит скопление или скручивание кожевенного полуфабриката [2].

Для плавного перехода кожевенного полуфабриката на переходном участке от транспортера в рабочую зону валковой пары машины требуется выполнение условия (рис. 1)

$$F \geq P \sin \beta, \quad (1)$$

где $F=fN$ – сила трения кожевенного полуфабриката по поверхности нижнего рабочего вала, направленная по касательной, проведенной в точке касания кожевенного полуфабриката с нижним рабочим валком, в сторону вращения нижнего рабочего вала, зависящая от нормального давления и коэффициента трения f ; β – угол между осью Ox и нормалью, проведенной в точке касания C , кожевенного полуфабриката с нижним рабочим валком.

Так как $f = F/N = \operatorname{tg} \beta$, то для выполнения (1) должно иметь место

$$f \geq \operatorname{tg} \beta, \text{ т.е. } \beta \leq \operatorname{arctg} f. \quad (2)$$

Величина угла β зависит от геометрических параметров переходного участка. Выполнение неравенства (2) зависит от радиусов верхнего и нижнего рабочих валков R_1 и R_2 ; радиуса транспортирующего вала r ; зазоров между транспортирующим валком r и верхним и нижним рабочими валками δ_1, δ_2 .

При малых диаметрах рабочих валков валковой пары, или при больших значениях диаметра транспортирующего вала или недостаточности коэффициента трения кожевенного полуфабриката о поверхность нижнего вала условие (2) не выполняется. В таких случаях рекомендуется применять устройства, обеспечивающие плавный переход кожевенного полуфабриката в зону контакта валковой пары. Рекомендованное нами устройство состоит из струнного транспортера с

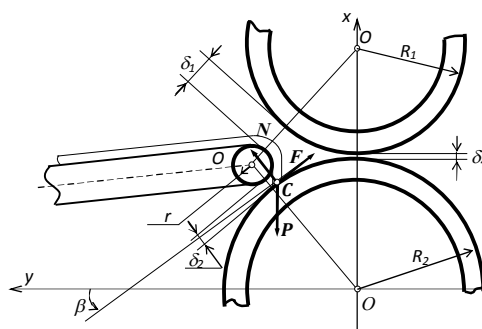


Рис. 1. Схема переходного участка от транспортера в рабочую зону валковой пары

транспортирующим валом, снабженным средством для направления и плавной подачи кожевенного полуфабриката, выполненным в виде поверхности второго порядка (рис. 2) [3, 4].

Поверхность средства в разрезе на координатные оси Oxy представляется кривой с вогнутостью вниз и направлена в зону контакта рабочих валов. При работе обрабатываемый кожевенный полуфабрикат из поверхности струн переходит на поверхность для направления и плавной подачи кожевенного полуфабриката (рис. 3).

До перехода кожевенного полуфабриката к криволинейной траектории она движется вниз по наклонному прямолинейному участку KA струнного транспортера по закону $y=kx+b$. Если переход кожевенного полуфабриката к криволинейной траектории осуществляется при $x=0$, на высоте $y=h$, при наклоне прямой KA к оси Ox под углом α , то

$$y = -xtg\alpha + h. \quad (3)$$

В целом параметры α и h будут варьировать в зависимости от конструктивных и геометрических параметров струнного транспортера и валковой пары.

Кривую AD будем описывать в виде параболы

$$y = a_1x^2 + a_2x + a_3. \quad (4)$$

Для плавного перехода кожевенного полуфабриката от прямолинейного участка к криволинейной траектории они должны гладко сопрягаться, т.е. линия, описываемая траекторией кожевенного полуфабриката, должна быть непрерывной и всюду должна иметь непрерывную первую производную.



Рис. 2. Экспериментальный стенд машины со средством для направления и плавной подачи кожевенного полуфабриката

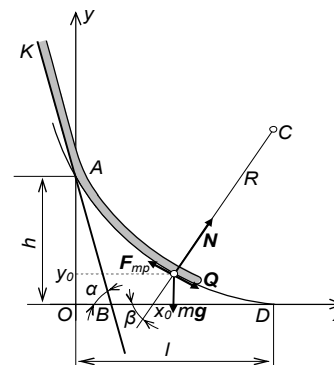


Рис. 3. Схема перехода кожевенного полуфабриката от прямолинейной траектории на криволинейную

На прямолинейном участке на струнный транспортер действует сила $F_{mg} = mg \cos \alpha$. При переходе кожевенного полуфабриката на криволинейный участок возникает и центробежная сила инерции $F_{цб} = mv^2/R$, где m – приведенная масса кожевенного полуфабриката; v – линейная скорость кожевенного полуфабриката; R – радиус кривизны средства для направления и плавной подачи кожевенного полуфабриката.

В точке A , где сопрягаются прямая и кривая производные по x от функций, (3) и (4) при $x=0$ должны совпадать, т.е. $a_2 = -tg\alpha$, и уравнение (4) можно записать в виде

$$y = a_1x^2 - xtg\alpha + a_3. \quad (5)$$

С учетом того, что $a_3=h$ при $x=0$ и $y=0$ при $x=l$ после некоторых преобразований получим форму параболы в следующем виде:

$$y = \frac{l \operatorname{tg} \alpha - h}{l^2} x^2 - x \operatorname{tg} \alpha + h. \quad (6)$$

Далее для нахождения проекций сил, действующих на кожевенный полуфабрикат, найдем уравнение касательной к параболе в произвольной точке (x_0, y_0) . Общий вид касательной определяется уравнением

$$y = k_1x + b_1,$$

где k_1 равен производной в точке (x_0, y_0) от параболы, заданной уравнением (6). В результате находим

$$k_1 = y' = 2 \frac{l \operatorname{tg} \alpha - h}{l^2} x_0 - \operatorname{tg} \alpha. \quad (7)$$

Для нахождения коэффициента b_1 используем сначала условие, что точка (x_0, y_0) принадлежит параболы, описываемой уравнением (6)

$$y_0 = \frac{l \operatorname{tg} \alpha - h}{l^2} x_0^2 - x_0 \operatorname{tg} \alpha + h. \quad (8)$$

После подстановки k_1 из (7) в общее уравнение касательной (8) получим

$$y(x) = \left(2 \frac{l \operatorname{tg} \alpha - h}{l^2} x_0 - \operatorname{tg} \alpha \right) x + b_1.$$

Здесь b_1 будет определяться из условия равенства ординат в точке (x_0, y_0) , которая одновременно принадлежит касательной и параболы,

$$\frac{l \operatorname{tg} \alpha - h}{l^2} x_0^2 - x_0 \operatorname{tg} \alpha + h = \left(2 \frac{l \operatorname{tg} \alpha - h}{l^2} x_0 - \operatorname{tg} \alpha \right) x_0 + b_1,$$

откуда находим

$$b_1 = h - \frac{l \operatorname{tg} \alpha - h}{l^2} x_0^2.$$

Таким образом, уравнение касательной в точке (x_0, y_0) будет описываться формулой

$$y(x) = \frac{x}{l^2} \left[2(l \operatorname{tg} \alpha - h)x_0 - l^2 \operatorname{tg} \alpha \right] + h_1 - \frac{l \operatorname{tg} \alpha - h}{l^2}. \quad (9)$$

Изгиб параболы определяется радиусом кривизны в точке (x_0, y_0) , который можно найти по формуле [5]

$$R = \frac{\left[1 + y'^2(x_0) \right]^{3/2}}{|y''(x_0)|}, \quad (10)$$

где

$$y''(x_0) = 2 \frac{l \operatorname{tg} \alpha - h}{l^2}. \quad (11)$$

Подставляя значения (7) и (11) в (10), получим в точке (x_0, y_0)

$$R = \frac{l^2}{2(l \operatorname{tg} \alpha - h)} \left\{ \frac{4(l \operatorname{tg} \alpha - h)^2}{l^4} x_0^2 - \frac{4(l \operatorname{tg} \alpha - h) \operatorname{tg} \alpha}{l^2} x_0 + \operatorname{tg}^2 \alpha + 1 \right\}^{3/2}.$$

Координаты центра кривизны C находятся из формул

$$\begin{cases} x_c = x_0 - \frac{y'(x_0)[1 + y'^2(x_0)]}{y''(x_0)}, \\ y_c(x_0) = y_0 + \frac{1 + y'^2(x_0)}{y''(x_0)}. \end{cases}$$

Из уравнения (9) следует, что тангенс угла наклона нормали $\vec{N}$ к параболы в точке (x_0, y_0) с осью Ox равен $(k_2 = 1/k_1)$, т. е.

$$k_2 = \operatorname{tg} \beta = \frac{l^2}{2(l \operatorname{tg} \alpha - h)x_0 - l^2 \operatorname{tg} \alpha}.$$

Если выделить в окрестности точки (x_0, y_0) элемент кожевного полуфабриката весом mg , то проекция на нормаль действующих сил в этой точке даст следующее уравнение:

$$N = mg \sin \beta,$$

$$\sin \beta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} = \frac{\frac{l^2}{\Phi(l)}}{\sqrt{1 + \frac{l^4}{\Phi^2(l)}}} = \frac{l^2}{\sqrt{\Phi^2(l) + l^4}},$$

где

$$\Phi(l) = 2(l \operatorname{tg} \alpha - h)x_0 - l^2 \operatorname{tg} \alpha.$$

Таким образом, определяем:

$$N = mg \frac{l^2}{\sqrt{\Phi^2(l) + l^4}}. \quad (12)$$

Полученная формула будет использована при выборе рациональных параметров средства для направления кожевного полуфабриката в зону обработки валковой пары.

Эксперименты, проведенные на стенде (см. рис. 2), показали, что наличие средства для направления предотвращает скопление, скручивание и задержку кожевного полуфабриката между подающим транспортером и нижним рабочим валком и обеспечивает его плавный переход в зону обработки.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Бурмистров А. Г. Машины и аппараты производства кожи и меха. М.: Колос, 2006. – 384 с.
- [2] Бахадиров Г. А. Механика отжимной валковой пары. Ташкент: Фан, 2010. – 156 с.
- [3] Бахадиров Г. А., Таран Т. Е., Хусанов К. Б. Устройство для ориентированной подачи листового материала в зону обработки. Патент РУз № FAP 00402. Государственное патентное ведомство РУз. Официальный бюллетень. 2008. № 9.
- [4] Бахадиров Г. А., Хусанов К. Б., Абдукаримов А. и др. Устройство управления подачей материала в зону обработки. Патент РУз № FAP 00773. Агентство по интеллектуальной собственности РУз. Официальный бюллетень. 2012. № 11 (139).
- [5] Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике. М., 1975. – 872 с.

Научно-исследовательский центр по проблемам отраслевого машиноведения
при Ташкентском государственном техническом университете

Дата поступления
16.05. 2017

Г.А. Бахадиров. Листли материални ишлов бериш зонасига узатишининг хусусиятлари
Мақолада кўн ярим маҳсулотини элтиш механизмининг тўғри чизиқли траекториясидан
йўналтирувчи ва раён узатиш воситасининг эгри чизиқли юзасига ўтишидаги жараёни тадқиқ қилинган.

G.A. Bahadirov. Features of sheet material feeding into the processing zone
The process of transition processed semi finished leather from linear path mechanism to curved surface means for guiding and continuously feeding semi finished leather is studied.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА С ПЕРЕМЕННЫМ МОМЕНТОМ ИНЕРЦИИ САТЕЛЛИТА

В современных измельчителях минерального сырья в качестве привода рабочего органа широкое применение получили планетарные механизмы. Для определения действительных законов движения звеньев планетарного механизма необходимо исследовать взаимосвязанную систему: электродвигатель – редуктор – исполнительный механизм [1, 2]. Для составления динамической модели данной системы нами приняты следующие допущения: особенностью исполнительного планетарного механизма является переменность момента инерции сателлита, который связан с рабочим барабаном. Кинематическая схема рассматриваемого планетарного механизма приведена на рис. 1. Звено редуктора планетарного механизма принято абсолютно жёстким. Трением и зазорами в кинематических парах пренебрегаем. Центр масс обрабатываемого материала вращается относительно оси вращения водила с той же угловой скоростью, что и сателлит 2.

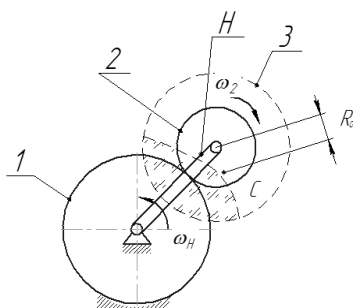


Рис. 1. Кинематическая схема планетарного механизма с переменным моментом инерции сателлита:

1 – неподвижное центральное колесо; 2 – сателлит; H – водило; 3 – рабочий барабан; ω_H – угловая скорость водила; C – центр масс обрабатываемого материала; r_M – переменный радиус центра масс обрабатываемого материала

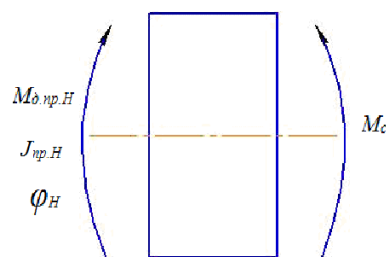


Рис. 2. Динамическая модель машинного агрегата с планетарным исполнительным механизмом:

$M_{\delta, np, H}$ – приведённый к валу водила движущий момент, развиваемый электродвигателем; $J_{np, H}$ – приведённый к валу водила суммарный момент инерции ротора электродвигателя, редуктора и планетарного механизма; φ_H – угол поворота водила

С учётом указанного в качестве звена приведения принимаем вал водила. К валу водила приводится момент, развиваемый электродвигателем, массы и моменты инерции ротора, редуктора и планетарного механизма. Данная одномассовая динамическая модель приведена на рис. 2. Рабочий орган, связанный с сателлитом, совершает такое же движение, как и сателлит. Поэтому при вращении рабочего органа центр масс обрабатываемого материала изменяется по отношению к оси сателлита, при этом сателлит имеет переменный момент инерции.

Как правило, в планетарных мельницах в качестве электродвигателя применяется асинхронный электродвигатель. Математическую модель, описывающую одномассовую динамическую модель при учете линеаризованной динамической характеристики асинхронного электродвигателя, можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{dM_{\delta}}{dt} &= 2M_k \omega_c - 2PM_k \dot{\varphi}_H u_{\delta H} - \omega_c s_k M_{\delta}, \\ J_{np, H} \ddot{\varphi}_H + \frac{\dot{\varphi}_H^2}{2} \frac{dJ_{np, H}}{d\varphi_H} &= M_{\delta, np, H} - M_{c, np, H}, \end{aligned} \quad (1)$$

где M_{δ} – движущий момент на валу ротора электродвигателя; t – время; M_k – критический момент; $\omega_c = 2\pi f_c$ – угловая частота сети; f_c – частота питающей сети; $\varphi_H, \dot{\varphi}_H, \ddot{\varphi}_H$ – угол поворота, угловая скорость, угловое ускорение вала водила; P – число пар полюсов электродвигателя; $u_{\delta H} = \omega_{\delta} / \omega_H$ – передаточное отношение между валом ротора электродвигателя и валом водила. Критическое скольжение определяется по формуле

$$s_k = s_n \left(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right),$$

где s_n – номинальное скольжение; $M_{c.np.}$ – приведённый к валу барабана момент от сил сопротивления. В данном случае $M_{c.np.}=0$. Система уравнений (1) решалась на ЭВМ в среде MathCAD 15 при следующих исходных данных машинного агрегата: асинхронный электродвигатель 4А63В6У3, $N=0.25$ кВт, $n_c=1000$ об/мин, $n_n=890$ об/мин, $\lambda=2.2$, $M_n=2.68$ Нм, $M_k=5.9$ Нм, $P=3$, $s_k=0.458$, $\omega_c=314$ с⁻¹.

Приведенный к валу водила момент инерции машинного агрегата и его производная определялись по следующим формулам:

$$J_{np.H} = J_{\partial} u_{\partial H}^2 + J_{np.ped} + J_H + (m_c + m_{p.б} + m_{o.m}) \cdot (r_1 + r_2)^2 + J_c (u_{2H}^1)^2 + J_{p.б} (u_{2H}^1)^2 + m_{o.m} r_m (u_{2H}^1)^2 \quad (2)$$

$$r_m = K_1 r_0 + K_2 r_0 \sin(K_3 \varphi_2),$$

$$\frac{dJ_{np.H}}{d\varphi_H} = 2K_2 K_3 r_0 u_{2H} \cos(K_3 u_{2H} \varphi_H) (K_1 r_0 + K_2 r_0 \sin(K_3 u_{2H} \varphi_H)), \quad (3)$$

где J_{∂} – момент инерции ротора электродвигателя; $J_{np.ped}$ – приведённые к валу водила момент инерции вращающихся масс редуктора; J_H – момент инерции водила относительно его оси вращения; J_c – момент инерции сателлита относительно его собственной оси; $J_{p.б}$ – момент инерции барабана относительно собственной оси сателлита; $u_{2H}^{(1)} = (1 + R_1/R_2)$ – передаточное отношение между валом сателлита и валом водила; m_c , $m_{p.б}$, $m_{o.m}$ – массы соответственно сателлита, рабочего барабана и обрабатываемого материала; r_m – переменный радиус центра масс обрабатываемого материала; r_0 – средний радиус центра масс обрабатываемого материала; K_1 , K_2 , K_3 – постоянные коэффициенты, значения которых зависят от состава обрабатываемого материала и конструктивных параметров барабана; $A=(r_1+r_2)$ – длина водила; r_1 , r_2 – радиусы делительных окружностей зубчатых колёс, которые определяются по следующим формулам:

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2}, \quad r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2},$$

где m – модуль зубчатых колёс; z_1 , z_2 – число зубьев зубчатых колёс; $\varphi_2 = \varphi_H (1 + r_1/r_2)$ – угол поворота сателлита.

По результатам расчетов на ЭВМ определены закономерности изменения движущего момента на валу ротора электродвигателя, угловой скорости и ускорения вала водила, которые приведены на рис. 3 – 5.

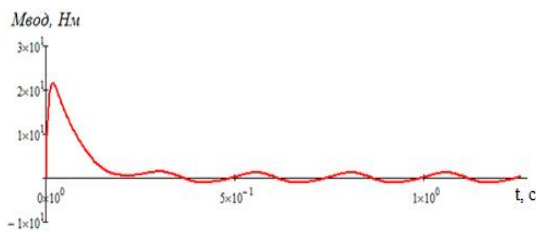


Рис. 3. Законмерности изменения движущего момента на валу ротора электродвигателя при $m_{o.m}=6$ кг, $r_0=0.15$ м, $\omega_H=5$ с⁻¹, $u_{\partial H}=18.64$

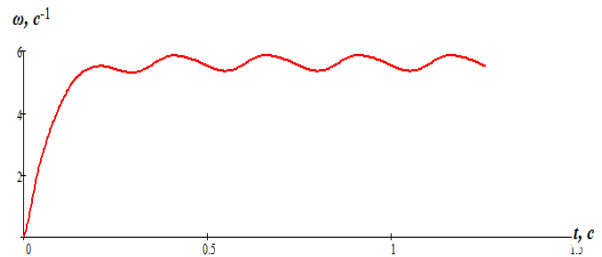


Рис. 4. Законмерности изменения угловой скорости вала водила при $m_{o.m}=6$ кг, $r_0=0.15$ м, $\omega_H=5$ с⁻¹, $u_{\partial H}=18.64$

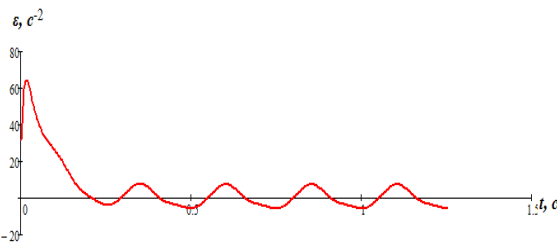


Рис. 5. Законмерности изменения углового ускорения вала водила

С целью изучения влияния $u_{\partial H}$ массы обрабатываемого материала $m_{o.m}$ на кинематические и динамические характеристики машинного агрегата $M_{\partial}(\varphi)$, $\omega_H(\varphi)$ и $\epsilon_H(\varphi)$ определялись при вариации $u_{\partial H}^{(1)}$ и $m_{o.m}$. Для оценки кинематических и динамических характеристик машинного агрегата использованы следующие критерии:

$$H_{M_{\partial}} = M_{\partial \max} - M_{\partial \min}, H_{\omega_H} = \omega_{H \max} - \omega_{H \min}, H_{\varepsilon_H} = \varepsilon_{H \max} - \varepsilon_{H \min}.$$

где $H_{M_{\partial \text{н.р.}}}$, H_{ω_H} , H_{ε_H} – размах колебаний движущего момента на валу ротора электродвигателя, размах колебания угловых скорости и ускорения вала водила; $M_{\partial \max}$, $M_{\partial \min}$, $\omega_{H \max}$, $\omega_{H \min}$, $\varepsilon_{H \max}$, $\varepsilon_{H \min}$ – экстремальные значения движущего момента на валу ротора электродвигателя, угловой скорости и углового ускорения вала водила.

Результаты полученных расчетов приведены в таблице.

Кинематические и динамические характеристики планетарного механизма с переменным моментом инерции сателлита

	$M_{\partial \max}$, Нм	$M_{\partial \min}$, Нм	$H_{M_{\partial}}$, Нм	$\omega_{H \max}$, с ⁻¹	$\omega_{H \min}$, с ⁻¹	H_{ω_H} , с ⁻¹	$\varepsilon_{H \max}$, с ⁻²	$\varepsilon_{H \min}$, с ⁻²	H_{ε_H} , с ⁻²
Вариация $m_{\partial \text{н.р.}}$ при $r_0=0.15$ м, $u_{\partial \text{н.р.}}=18.64$									
3	0.76	-0.66	1.42	5.76	5.44	0.32	4.75	-3.49	8.24
6	1.44	-1.25	2.69	5.89	5.29	0.6	8.8	-6.6	15.4
9	2.038	-1.77	3.8	6.0	5.6	0.4	12.31	-9.41	21.72
12	2.57	-2.25	4.82	6.11	5.04	1.07	15.83	-11.97	27.8
Вариация r_0 при $m=6$ кг, $u_{\partial \text{н.р.}}=18.64$									
0.1	0.68	-0.59	1.27	5.74	5.46	0.28	4.26	-3.13	7.39
0.15	1.44	-1.25	2.69	5.89	5.29	0.6	8.8	-6.6	15.4
0.2	2.34	-2.04	4.38	6.06	5.09	0.97	14.09	-10.86	24.95
0.25	3.3	-2.89	6.19	6.25	4.88	1.37	19.59	-15.55	35.14

По результатам расчетов установлено, что с увеличением передаточного отношения с $u_{\partial \text{н.р.}}=5$ до $u_{\partial \text{н.р.}}=18.64$ размах колебаний движущего момента на валу ротора электродвигателя увеличатся с 1.42 до 4.82 Нм. Вместе с тем было выявлено, что размах колебаний угловой скорости вала водила H_{ω_H} возрастает с 0.32 до 1.07 с⁻¹, а размах колебаний углового ускорения водила H_{ε_H} – соответственно с 8.24 до 27.8 с⁻².

Сравнительный анализ кинематических и динамических параметров машинного агрегата с планетарным исполнительным механизмом показал, что переменные значения момента, который принимает инерция сателлита, оказывают существенное влияние на кинематику и динамику планетарного механизма по сравнению с планетарным исполнительным механизмом при постоянном моменте инерции сателлита. Результаты полученных исследований в дальнейшем будут использоваться при создании математических моделей для проведения прочностных расчетов системы привода рабочего органа шаровой мельницы с целью определения его рациональных конструктивных параметров.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1988. – 640 с.
- [2] Каримов Р. И. Теоретические основы и конструкции планетарного и бипланетарного приводов рабочих органов тестомесильных машин. Ташкент: ТашГТУ, 2013.

Ташкентский государственный технический университет

Дата поступления
07.02.2017

Р.И. Каримов, Э.Х. Нематов, Т.Т. Сафаров. Планетар механизм сателлитини ўзгарувчан инерция моментини динамик тадқиқи

Мақолада машина агрегатини назарий тадқиқ натижалари, сателлитининг инерция моментини ўзгарувчан бўлганида иш бажарувчи планетар механизм келтирилган. Бу машина агрегатида қўрилаган математик ва динамик моделлардан таркиб топган. Кинематик ва динамик характеристикалардан машина агрегатининг параметрлари ўрганилган.

R.I. Karimov, E.H. Nematov, T.T. Safarov. Dynamics research planetary mechanism with variable moment of inertia of the satellites

This paper presents the results of a study in theory the machine set with a planetary actuator with a variable moment of inertia of the satellite. Drawing up the dynamic and mathematical models under consideration of machine units. We investigated the influence of parameters of machine units on its kinematic and dynamic characteristics.

СПОСОБЫ МОДИФИКАЦИИ ПРОСТЫХ КОНТЕЙНЕРОВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ СКОРОПОРТЯЩИХСЯ ПРОДУКТОВ

Экспорт промышленных и сельскохозяйственных товаров является одним из главных факторов развития для любой страны. Наша республика располагает большим потенциалом для экспорта высококачественных и экологически чистых сельскохозяйственных продуктов. Сельскохозяйственные продукты рекомендуется перевозить в рефрижераторных контейнерах, где можно регулировать температуру и влажность [1]. Это приводит к удорожанию продукции и самое главное – количество таких контейнеров не может обеспечить экспортную программу республики, так как вагонный парк АО «Ўзбекистон темир йўллари» не имеет в наличии рефрижераторных контейнеров. Закупка их требует больших валютных вложений. Поэтому сельскохозяйственные продукты республики приходится экспортировать либо в автофургонах, либо по железной дороге в рефрижераторных секциях. Однако, в связи с высокой ценовой политикой перевозок сельскохозяйственных продуктов в рефрижераторных секциях, в последнее время часто выполняются перевозки таких грузов в обыкновенных крытых вагонах. Этот вариант является заманчивым, так как вагонный парк АО «Ўзбекистон темир йўллари» располагает достаточным количеством крытых вагонов. Однако из-за длительности срока доставки и отсутствия условий в обычных крытых вагонах для хранения скоропортящихся продуктов перевозка железнодорожным путем является довольно рискованным мероприятием. Эти факторы сильно ограничивают экспортные возможности производителей сельскохозяйственной продукции в перевозке железнодорожным транспортом.

Более актуально для этих целей использование обычных 20-тонных контейнеров, так как любой сельскохозяйственный продукт теряет свое качество при перегрузке с одного вида транспорта на другой. А применение контейнеров дает возможность доставлять продукцию с поля до потребителя, что намного улучшает качественные показатели продукта за счет снижения порчи при транспортировке. Однако существующие контейнеры не обеспечивают полную циркуляцию воздуха внутри контейнера. Это приводит к тому, что в солнечные дни такие контейнеры быстро нагреваются и продукты портятся. Для такой цели можно использовать контейнеры с приспособлением для принудительной вентиляции. Однако оснастка простых контейнеров такими вентиляторами тоже требует больших капитальных вложений и времени. Эта проблема осложняется еще и проблемой доставки электрической энергии к вентиляторам.

В данной статье описываются предлагаемые способы модификации простых контейнеров для улучшения теплозащитных свойств. Первым предложением для теплоизоляции контейнера является его обшивка теплозащитным материалом изнутри. В качестве такого материала можно рекомендовать недорогой поролон, который имеет достаточно низкий коэффициент теплопроводности.

Вторым предложением являются люки, вырезанные полоской по ширине на верхней и нижней частях контейнера. Эти люки должны открываться на определенный угол, как показано на рис.1. Идея такого простого приспособления заключается в том, что при движении контейнера происходит обтекание этих люков потоком воздуха. При таком обтекании на выходе из верхнего люка образуется разрежение воздуха, а на входе в нижний люк – избыточное давление. Следовательно, поток воздуха входит в контейнер через нижний люк и выходит через верхний.

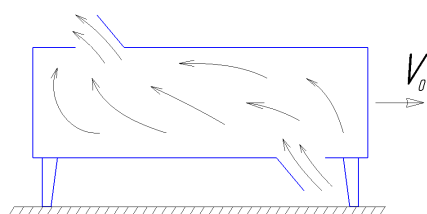


Рис.1. Открытые люка на определенный угол

На рис. 1 направление потока показано стрелками. Таким образом, предлагаемое приспособление играет роль вентилятора, которое способствует циркуляции воздуха по всему объему контейнера. Циркуляция воздуха способствует снижению температуры внутри контейнера. Особенно это необходимо, как отмечалось, в солнечные дни, когда за счет солнечной радиации температура внутри контейнера может существенно увеличиться. Однако для достижения описанного эффекта циркуляции воздуха внутри контейнера необходимо исследовать аэродинамику обтекания люка воздухом. Для этой цели рассмотрим эффект инжекции воздуха в

верхнем люке. Данный аэродинамический эффект является сложным, так как связан с турбулентностью потока. Как видно из рис. 1, поток воздуха имеет двумерный характер. Следовательно, для исследования аэродинамических уравнений удобной является полярная система координат. В данной системе стационарные уравнения гидродинамики для турбулентного несжимаемого потока запишутся в виде [2]

$$\begin{aligned}\frac{\partial r V_r}{r \partial r} + \frac{\partial V_\varphi}{r \partial \varphi} &= 0, \\ V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} - \frac{V_\varphi^2}{r} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} &= \frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{r \partial \varphi} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\varphi\varphi}}{r}, \\ V_r \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{V_r V_\varphi}{r} + \frac{1}{r \rho} \frac{\partial p}{\partial \varphi} &= \frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{\varphi\varphi}}{r \partial \varphi} + 2 \frac{\sigma_{r\varphi}}{r}.\end{aligned}\quad (1)$$

В данной системе V_r , V_φ , ρ , p – соответственно радиальная скорость, азимутальная скорость, плотность и давление среды; σ_{rr} , $\sigma_{r\varphi}$, $\sigma_{\varphi\varphi}$ – тензоры напряжения, которые определяются следующими выражениями:

$$\sigma_{rr} = 2\mu_t \frac{\partial V_r}{\partial r}, \quad \sigma_{\varphi\varphi} = 2\mu_t \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{V_r}{r} \right), \quad \sigma_{r\varphi} = \mu_t \left(\frac{\partial V_\varphi}{\partial r} - \frac{V_\varphi}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} \right).$$

Здесь μ_t – турбулентная вязкость потока. Для нахождения турбулентной вязкости воспользуемся гипотезой Прандтля:

$$\mu_t = \rho l^2 |\text{rot} \vec{V}| = \rho l^2 \left| \frac{\partial r V_\varphi}{\partial r} - \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} \right|,$$

где l – путь смешения. В нашей задаче турбулентность вызывается выступом крышки люка, т.е. его высотой h . Поэтому можно предположить, что $l \sim h$. По данным [3], можно предположить

$$l = 0.055h.$$

Следовательно, турбулентная вязкость равна

$$\mu_t = 0.003 \rho h^2 \left| \frac{\partial r V_\varphi}{\partial r} - \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} \right|.$$

Таким образом, система (1) и выражение (2) составляют замкнутую систему уравнений. Данную систему уравнений невозможно решить аналитическим путем. Поэтому исследование проведено численным способом. Для численной реализации полученной системы воспользуемся методом «установления». Суть данного метода заключается в том, что стационарное решение есть решение нестационарной задачи при $t \rightarrow \infty$. Для этой цели в уравнение неразрывности введем так называемую «искусственную» сжимаемость потока и запишем нестационарные уравнения Навье-Стокса [4]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial r V_r}{r \partial r} + \frac{\partial V_\varphi}{r \partial \varphi} &= 0, \\ \frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} - \frac{V_\varphi^2}{r} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} &= \frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{r \partial \varphi} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\varphi\varphi}}{r}, \\ \frac{\partial V_\varphi}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{V_r V_\varphi}{r} + \frac{1}{r \rho} \frac{\partial p}{\partial \varphi} &= \frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{\varphi\varphi}}{r \partial \varphi} + 2 \frac{\sigma_{r\varphi}}{r}.\end{aligned}\quad (3)$$

Следовательно, вместо системы уравнений (1) будем решать систему (3) и полученное решение при больших значениях времени и будет стационарным. Для численного решения системы (3) в работе использована явная конечно-разностная схема Мак – Кормака [5]. Данная схема является двухшаговой и имеет второго порядка точности. Приведем данную схему для модельной задачи

$$\frac{\partial U}{\partial t} + A \frac{\partial U}{\partial r} + B \frac{\partial U}{\partial \varphi} = C \frac{\partial^2 U}{\partial r^2} + D \frac{\partial^2 U}{\partial \varphi^2}.$$

Предиктор:

$$U_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} = U_{i,j}^n + \Delta t \left(-A \frac{U_{i+1,j}^n - U_{i,j}^n}{\Delta r} - B \frac{U_{i,j+1}^n - U_{i,j}^n}{\Delta \varphi} + C \frac{U_{i+1,j}^n - 2U_{i,j}^n + U_{i-1,j}^n}{\Delta r^2} + D \frac{U_{i,j+1}^n - 2U_{i,j}^n + U_{i,j-1}^n}{\Delta \varphi^2} \right).$$

Корректор:

$$U_{i,j}^{n+1} = 0.5 \left[U_{i,j}^n + U_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} + \Delta t \left(-A \frac{U_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} - U_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}}}{\Delta r} - B \frac{U_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} - U_{i,j-1}^{n+\frac{1}{2}}}{\Delta \varphi} + C \frac{U_{i+1,j}^{n+\frac{1}{2}} - 2U_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} + U_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}}}{\Delta r^2} + D \frac{U_{i,j+1}^{n+\frac{1}{2}} - 2U_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} + U_{i,j-1}^{n+\frac{1}{2}}}{\Delta \varphi^2} \right) \right].$$

На твердых границах ставились условия прилипания, т.е. скорость потока на поверхностях контейнера и люка равна скорости контейнера, а на достаточно большом удалении от них равна нулю. На выходе из люка радиальная скорость потока приравнивалась скорости контейнера. Что касается давления, на бесконечности оно приравнивалось давлению окружающей среды. Давление внутри контейнера также было принято равным атмосферному давлению. Для численного исследования систем уравнение гидродинамики приведено к безразмерному виду. Для этого все скорости отнесены к скорости движения контейнера V_0 , размеры отнесены к ширине люка, а давление – к величине ρV_0^2 . Безразмерное давление на бесконечности и в контейнере примем равным единице. На рис. 2 иллюстрирован результат численного решения системы (2) для угла люка 45° . Здесь показана картина течения потока воздуха при движении люка слева направо. Как видно, открытый люк перед собой толкает, а за собой за счет инжекции повлечет поток воздуха. В результате возникает вихревой поток.

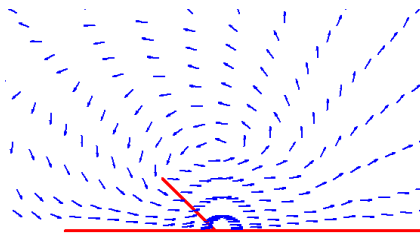


Рис.2. Картина течения потока воздуха вокруг открытого люка

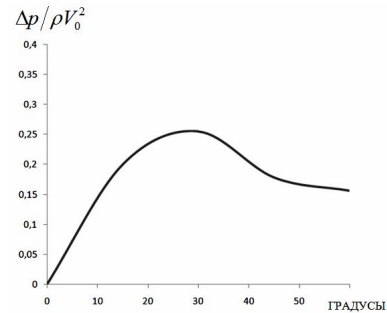


Рис.3. Изменение давления разрежения в зависимости от угла люка

Для исследования наиболее эффективной работы люка численным путем был произведен расчет разрежения потока при его различных углах. На рис. 3 показан график зависимости безразмерного значения разрежения давления от значений угла люка. Из этого графика видно, что наибольший эффект инжекции потока получается, если установить люк под углом приблизительно около 30° .

Таким образом, в работе показано, что за счет небольших конструктивных решений можно модифицировать обычные контейнеры в контейнеры, внутри которых циркуляция воздуха будет существенно интенсивнее по сравнению с обычными контейнерами. Данное решение позволит

транспортировать скоропортящиеся продукты в модифицированных контейнерах и увеличить экспортный потенциал республики.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Дзюба И. С. Перевозка скоропортящихся грузов. Ч. 1. Гомель, 1999.
- [2] Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987.
- [3] Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. М.: Наука, 1984.
- [4] Patankar S. Numerical heat transfer and fluid flow. Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980.
- [5] Anderson D., Tannehill J., Pletcher R. Computational fluid mechanics and heat transfer. М.: Mir, 1990.

Научно-исследовательский центр по проблемам отраслевого машиноведения
при Ташкентском государственном техническом университете

Дата поступления
02.05. 2017

З.М. Маликов, М.А. Хаджимухаметова. Тез айнийдиган маҳсулотларни ташиши учун оддий контейнерлар конструкциясини модификациялаш усуллари

Мақолада тез айнийдиган маҳсулотларни ташиши учун оддий контейнерларнинг конструкциясини модификациялаш йўли тафсия этилган. Оддий контейнерларда содда конструктив ўзгартиришлар киритиши ҳисобига ҳаво циркуляциясини сезиларли равишда ошириши мумкинлиги гидродинамик тенгламаларни сонли ечиши усули орқали кўрсатилган. Бу ҳолат маҳсулотларни қизиқ кетишидан сақлаб, транспортлаш шароитини яхшилашга олиб келади.

Z.M. Malikov, M.A. Hadjimuxametova. Ways of modifying simple containers for the transport of perishable products.

The paper proposes a constructive way of modifying simple containers for the transport of perishable products. By a numerical solution of the hydrodynamic equations, it is shown that by simple constructive modification of a simple container, it is possible to significantly improve the air circulation inside the container. This will prevent the products from heating, which will improve the delivery conditions.

УДК 631.358:633.51

Р.Д. МАТЧАНОВ

ОДНОРАЗОВЫЙ МАШИННЫЙ СБОР ХЛОПКА И ЕГО ПРОБЛЕМЫ

В зоне Средней Азии в силу разных причин сложились свои уникальная технология и техника для сбора урожая хлопка-сырца. В силу погодных условий с учетом самой северной зоны возделывания хлопчатника сбор хлопка начинали при неполном раскрытии коробочек (55 – 60 %). Для этой технологии была разработана вертикально-шпиндельная хлопкоуборочная машина [1].

После прохода хлопкоуборочной машины по технологии следовал подбор хлопка подборщиками. Через 10 – 12 дней после раскрытия еще 20 – 25% коробочек производился второй сбор. Остатки урожая добирали куракоуборочными машинами с последующей полевой очисткой курачного вороха универсальными полевыми ворохоочистителями. Перед машинным сбором обязательно проводилась дефолиация хлопчатника. Этот набор машин позволял в наших условиях собирать до 95% урожая хлопка-сырца.

Горизонтально-шпиндельный сбор начинается при раскрытии более 90% коробочек. Горизонтально-шпиндельная машина делает один проход и собирает 92 – 95% урожая [1].

Качество сбора хлопка вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машиной зависит от ряда факторов. Установлено, что наибольший эффект по полноте сбора хлопка-сырца может быть получен при высоте и ширине кустов хлопчатника соответственно 0.8 – 1.0 и 0.4 – 0.6 м и расположении нижних коробочек по высоте куста на 0.13 – 0.15 м от гребня хлопковой грядки [1, 2].

По данным АО «БМКБ-Агромаш», УзМЭИ и УзГЦИТТ, разница в высотах стоящих рядом кустов хлопчатника достигает 0.72 м. При этом минимальная высота растений составляет 0.42 м, максимальная – 1.72 м. Раскрытая часть урожая хлопка-сырца распределяется по высоте куста неравномерно, причем основная кустовая масса располагается в нижней части куста [3]. Кусты хлопчатника не расположены в рядке по осевой линии, а несколько смещены по обе стороны ряд-

ка. К моменту уборки урожая число растений со смещением от оси рядка на 0.03 – 0.07 м составляет 36 – 39%, иногда отклонения достигают 0.16 м и более [2].

Ширина междурядий колеблется в пределах 0.78 – 1.02 м (для м/р – 90 см) [4].

Высота грядок колеблется от 0.055 до 0.185 м, разность уровней поливных борозд достигает 0.077 – 0.121 м [5]. Примерно в 90 % случаев разность уровней поливных борозд находится в пределах 0.034 – 0.103 м [6, 7]. Вследствие этого в работе уборочные аппараты занимают различные положения относительно обрабатываемых кустов хлопчатника. Часть куста остается необработанной, при этом часть урожая падает на землю.

Мы не рассмотрели густоту стояния растений, качество дефолиации, строение куста, степень раскрытия, ряд других факторов, связанных с агрофоном. Из небольшого же количества описанных факторов видно, что параметры агрофона хлопкового поля перед машинным сбором изменяются в широких пределах.

Значительное влияние на качество сбора хлопка оказывают параметры самой хлопкоуборочной машины. Эффективная работа хлопкоуборочной машины определяется совокупностью конструктивных, кинематических, динамических и эксплуатационных параметров, в том числе рациональной компоновкой узлов, жесткостью подвески аппаратов и шин, кинематикой движения аппаратов относительно рамы и кустов хлопчатника, оптимальными соотношениями жесткостных и массовых параметров уборочного блока и энергетического средства, устойчивостью движения машины, уровнем колебаний, приспособленностью уборочных аппаратов к агрофону хлопкового поля и др. Основные требования к конструкции хлопкоуборочных машин и агрофону были изложены в Государственном Стандарте [8].

Одним из нежелательных факторов при машинной уборке является сбивание хлопка-сырца на землю. Причиной этого могут быть самоопадание из раскрытых коробочек, выбрасывание бабарами долек и летучек [3], не снятых съемниками, недостаточное закрепление хлопка-сырца на шпинделях [9], неточность вождения машины [10, 11], колебания и отклонения аппаратов относительно кустов хлопчатника [12, 13], погрешность формирования кустов хлопчатника кустоподъемниками и их подачи в рабочую зону [14], неправильная регулировка машины (ширина рабочей щели, высота положения аппаратов и др.).

Установлено [15], что на землю падает до 15 – 18 % всего урожая хлопка-сырца. При этом порядка 7 – 10 % урожая падает во время работы хлопкоуборочной машины.

Необходимым условием нормального протекания технологического процесса сбора хлопка-сырца является сравнительно точное направление рабочей щели уборочного аппарата на рядок хлопчатника. Если рабочая щель равна 24 – 36 мм, скорость передвижения машины 1 – 1.5 м/с и имеют место запаздывания реакции механика-водителя на внешний сигнал, то обеспечить точное вождение хлопкоуборочной машины по рядкам практически невозможно [10]. Существенное значение при этом имеет и утомленность водителя в течение смены [11, 16]. Наиболее интенсивно ухудшается качество сбора хлопка-сырца вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машиной после значений скорости, превышающих 1.55 м/с [13].

Немаловажную роль для эффективного машинного сбора хлопка-сырца играют правильный подбор энергетического средства (трактора) и его параметры: мощность двигателя, упругость шин, рациональные скорости, устойчивость, клиренс, колея колес, наличие комфортабельной кабины и др.

Стандарт [8] отражает реальные возможности отечественной хлопкоуборочной машины и подготовки агрофона на тот период. Показатели машины и параметры агрофона являются компромиссом между желаемым и возможным. Например, если мы имеющимися техническими возможностями хотим добиться повышения полноты сбора хлопка, больше установленного, то получаем повышение его засоренности и влажности.

На сегодняшний день ситуация в корне поменялась. Раскрытие коробочек хлопка начинается теперь более чем за месяц в сравнении с прошлыми годами, когда разрабатывался ГОСТ. Это обусловлено рядом причин: изменением погодных условий, выведением скороспелых сортов хлопчатника, сокращением поливов, современной агротехникой. В последние годы машинный сбор хлопка в Узбекистане начинается при раскрытии 85 – 90 % коробочек. Таким образом, состояние агрофона хлопкового поля перед работой горизонтально-шпиндельных и вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин выровнилось. Это привело к заметному росту полноты сбора хлопка вертикально-шпиндельными машинами.

По данным УзГЦИТТ, полнота сбора хлопка отечественных машин находится в пределах 80 – 85 % за один проход. За два прохода показатели сбора вертикально-шпиндельными и горизонтально-шпиндельными машинами практически сравнялись. При таких параметрах агрофона и показателях отечественных хлопкоуборочных машин надобности подбора опавшего хлопка, уборки курака и очистки курачного вороха на стационаре уже нет.

Значит, производительность машинной уборки хлопка повышается, а затраты на сбор снижаются. Но остаются обязательными два прохода вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины по одному и тому же полю. Потерялось основное достоинство отечественной хлопкоуборочной машины, а именно: возможность сбора хлопка при неполном раскрытии коробочек (55 – 60 %).

В рыночных условиях фермеров не устраивает технология двухкратного сбора хлопка. При существенном росте удельного показателя сбора за первый проход машины (80 – 85%) для второго прохода остается небольшая часть урожая (10 – 15%). Второй проход машины в целом резко снижает эффективность машинного сбора. Ученым, агрономам и конструкторам необходимо найти техническое и технологическое решение, которое позволит вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машине собрать выращенный урожай хлопка за один проход машины.

Рассмотрим качество работы вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины на следующем примере (принятая технология).

Для оценки полноты сбора хлопка машиной необходимо определить закономерности распределения урожая хлопка на кусте хлопчатника. Экспериментально определены [17] закономерности распределения урожая хлопка, включая раскрытые коробочки, отдельные дольки, ошипки по высоте z и ширине x хлопчатника сорта 4880, посеянного с шириной междурядий 90 см.

Регрессионным анализом установлено, что распределение урожая хлопка-сырца относительно главного стебля наиболее точно описывается полиномом третьей степени. Так, распределение урожая раскрытых коробочек по высоте куста к моменту начала уборки имеет следующий вид [17]:

$$m_{a1}(z)=a_1+a_2z+a_3z^2+a_4z^3 \text{ или } m_{a1}(z)=-3.965+0.314z+0.0078z^2-0.00011z^3. \quad (1)$$

Технологической картой предусмотрены два прохода хлопкоуборочной машины по хлопковому полю, подготовленному к машинному сбору.

После первого прохода машины на кустах (по высоте) остается определенная часть урожая, распределение которого подчиняется следующей закономерности:

$$m_{n1}(z)=b_1+b_2z+b_3z^2+b_4z^3 \text{ или } m_{n1}(z)=-0.031-0.0203z+0.00196z^2-0.000018z^3, \quad (2)$$

Второй сбор хлопка машиной производится спустя 10 – 12 дней после первого сбора при дополнительном раскрытии на кустах 20 – 25 % коробочек.

Распределение урожая хлопка раскрытых коробочек перед вторым сбором подчиняется закономерности

$$m_{a2}(z)=1.456-1.235z+0.00935z^2-0.000072z^3. \quad (3)$$

Закономерность распределения оставшегося хлопка после второго сбора имеет вид

$$m_{n2}(z)=0.008-0.0026z+0.0003z^2-0.000003z^3. \quad (4)$$

Аналогично установлены закономерности распределения урожая хлопка по ширине куста:

$$m_{a1}(x)=a_5+a_6x+a_7x^2+a_8x^3 \text{ или } m_{a1}(x)=25.56+0.852x-0.12x^2+0.0022x^3, \quad (5)$$

$$m_{n1}(x)=b_5+b_6x+b_7x^2+b_8x^3 \text{ или } m_{n1}(x)=1.4+0.212x-0.0157x^2+0.00025x^3, \quad (6)$$

$$m_{a2}(x)=0.1+0.018x-0.0027x^2+0.00006x^3, \quad (7)$$

$$m_{n2}(x)=1.347-0.148x+0.0054x^2-0.00006x^3, \quad (8)$$

где m_{ai} и m_{ni} выражены в процентах, x и z – в сантиметрах, a_i и b_i – постоянные полиномов.

Объемное распределение урожая хлопка на кустах можно представить в виде сумм

$$\begin{aligned} z &= z_k, & x &= x_k, \\ M_{a1}(z, x) &= \sum m_{a1}(z) + \sum m_{a1}(x), \\ z &= 0, & x &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned}
z &= z_k, & x &= x_k, \\
M_{n1}(z, x) &= \Sigma m_{n1}(z) + \Sigma m_{n1}(x), \\
z &= 0, & x &= 0
\end{aligned} \tag{10}$$

соответственно до и после первого прохода машины. Аналогично определяются

$$M_{a2}(z, x) \text{ и } M_{n2}(z, x).$$

Определим достижимую полноту сбора хлопка вертикально-шпиндельной машиной.

Заменив суммы (9) и (10) соответствующими интегралами и проинтегрировав их в пределах $z=0, z_k=95$ см (средняя высота кустов) и $x=0, x_k=40$ см (средняя ширина кустов), определим количество хлопка на кустах до первого сбора:

$$M_{a1}(z, x) = \int_0^{z_k} \int_0^{x_k} M_{a1}(z, x) dz dx = \int_0^{95} \int_0^{40} (a_1 + a_2 z + a_3 z^2 + a_4 z^3 + a_5 + a_6 x + a_7 x^2 + a_8 x^3) dz dx = 91550.$$

Величину 91550 условно примем за 100 % урожая. Количество хлопка, оставленного на кустах после первого сбора, равно

$$M_{n1}(z, x) = \int_0^{z_k} \int_0^{x_k} M_{n1}(z, x) dz dx = \int_0^{95} \int_0^{40} (b_1 + b_2 z + b_3 z^2 + b_4 z^3 + b_5 + b_6 x + b_7 x^2 + b_8 x^3) dz dx = 9130.$$

Количество хлопка, не собранного за первый проход машины, составляет

$$\Pi_1 = \frac{M_{n1}(z, x) \cdot 100\%}{M_{a1}(z, x)} = \frac{9130 \cdot 100\%}{91550} = 9.972\%.$$

Тогда полнота сбора хлопка вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машиной за первый проход будет равна

$$M_1 = 100\% - 9.972\% = 90.028\%.$$

Аналогично определяется полнота сбора хлопка за второй проход машины:

$$M_{a2}(z, x) = \int_0^{z_k} \int_0^{x_k} M_{a2}(z, x) dz dx = 4212.978.$$

Эту цифру примем за 100% урожая хлопка, размещенного на кустах до второго сбора. Условная цифра, характеризующая количество хлопка, оставленного на кустах после второго прохода машины, равна $M_{n2}=141.609$. Это составляет

$$\Pi_2 = \frac{M_{n2}(z, x) \cdot 100\%}{M_{a2}(z, x)} = \frac{141.609 \cdot 100\%}{4212.478} = 3.361\%.$$

Количество хлопка, собранного машиной за второй проход, равно

$$M_2 = 100\% - 3.361\% = 96.639\%.$$

Учитывая, что

$$M_1 = M_{a1}(z, x) - M_{n1}(z, x) = 82420,$$

$$M_2 = M_{a2}(z, x) - M_{n2}(z, x) = 4071.369,$$

$$M_{1,2} = M_1 + M_2 = 86491.369,$$

$$M_{n1,2} = M_{n1}(z, x) + M_{n2}(z, x) = 9271.609,$$

определим часть хлопка, недособранного с кустов за два прохода машины (двукратный сбор):

$$\Pi_{1,2} = \frac{M_{n1,2} \cdot 100\%}{M_{1,2}} = 10.709\%.$$

Тогда максимально ожидаемая полнота сбора хлопка хлопкоуборочной машиной за два прохода (без учета опавшего на землю хлопка) будет равна

$$M = 100\% - \Pi_{1,2} = 89.281\%.$$

Данный показатель получен при стандартной подготовке агрофона хлопкового поля (раскрытие 55 – 60%) и влиянии на полноту сбора всех факторов, связанных с агрофоном, конструктивными особенностями хлопкоуборочной машины и энергетического средства (трактора).

В современных условиях (раскрытие коробочек более 90%) ставится задача собрать за один проход хлопкоуборочной машины 93 – 95% урожая раскрытых коробочек. Этот показатель, как указывалось, достигнут комплексом отечественных машин и горизонтально-шпиндельной хлопкоуборочной машиной при надлежащей подготовке агрофона. Отметим в наших рассуждениях, что чем выше урожайность хлопчатника, тем больше полнота сбора машиной за один проход. Часто горизонтально-шпиндельная хлопкоуборочная машина показывает в наших условиях полноту сбора меньше 95% из-за использования ее на низкоурожайных полях.

Запишем полноту сбора хлопка-сырца машиной в виде

$$M=100 - (P_A+P_M+P_{TP}), \quad (11)$$

где P_A , P_M , P_{TP} – потери, связанные соответственно с агрофоном, хлопкоуборочной машиной и трактором.

Тогда оставленный на кустах хлопок после прохода машины запишем в виде

$$P_o = \frac{(P_A + P_M + P_{TP}) \cdot 100\%}{P_{a1}}, \quad (12)$$

где

$$P_A=P_{a1}(f_{A1} f_{A2} f_{A3} \dots f_{Ai}); \quad (13)$$

$$P_M=P_{a1}(f_{M1} f_{M2} f_{M3} \dots f_{Mi}); \quad (14)$$

$$P_T=P_{a1}(f_{T1} f_{T2} f_{T3} \dots f_{Ti}); \quad (15)$$

P_{a1} – полнота сбора хлопка за один проход; f_{Ai} , f_{Mi} , f_{Ti} – коэффициенты, определяющие снижение полноты сбора машиной, связанные соответственно с агрофоном, машиной и трактором.

Например, f_{A1} – коэффициент, определяющий потери, связанные с отклонениями кустов на грядках от прямолинейности рядка; f_{A2} – коэффициент, определяющий потери от габаритов обрабатываемого куста; f_{M1} – коэффициент, определяющий потери от горизонтальных отклонений рабочей щели от оси рядка; f_{T1} – коэффициент, определяющий потери от клиренса трактора и т.д.

Естественно, влияние этих факторов на полноту сбора хлопка разное. Наша задача выявить степень влияния этих факторов на качество работы хлопкоуборочной машины в наших условиях при полном (>90%) раскрытии хлопчатника.

Для внедрения эффективной технологии одноразового сбора хлопка, на наш взгляд, есть два направления исследований:

- разработка технологии и технических решений для нивелирования указанных негативных факторов;
- разработка технологии и технических решений по снижению указанных факторов до минимума.

Оптимальным является сочетание этих решений.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Матчанов Р.Д. Хлопкоуборочные машины. 1929 – 2010гг. Ташкент: Фан ва технологиялар Марказининг босмахонаси, 2011. – 20 с.
- [2] Барер Н.Б., Блехарская М.И. Влияние величины смещения кустов хлопчатника от оси рядка на показатели работы хлопкоуборочной машины // Механизация хлопководства. Ташкент, 1975. № 8. С. 8.
- [3] Шагиев Н.А. Исследование и совершенствование технологического процесса работы вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1982. – 17 с.
- [4] Иванов В.А., Байдингер В.В. Исследование ширины междурядий хлопкового поля // Механизация и электрификация сельского хозяйства Узбекистана. Сб. трудов ТИИИМСХ. Вып. 56. Ташкент, 1973. С. 50 – 57.
- [5] Дадабаев Ф.К. Характеристика микропрофиля почвенных и дорожных фонов в период уборки хлопка // Механизация и электрификация сельского хозяйства Узбекистана. Сб. трудов ТИИИМСХ. Вып. 51. Ташкент, 1972. С. 47 – 54.
- [6] Раев Б.Г. Исследование и обоснование рациональных параметров рабочих органов для машинной чеканки хлопчатника: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1971. – 31 с.

- [7] Жукова Т.С. Подготовка и проведение машинной уборки урожая тонковолокнистого хлопчатника и оценка качества волокна (обзор). Душанбе, 1979. С. 58.
- [8] ГОСТ 22587-85. Машины хлопкоуборочные. Общие технические требования. М., 1985.
- [9] Сабликов М.В. Исследование шпиндельных аппаратов хлопкоуборочных машин. Ташкент: Госиздат, 1959. С. 184.
- [10] Азаров И.Н. Исследование процесса автоматического вождения хлопкоуборочной машины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1972. – 28 с.
- [11] Мирзиев Ш.М. Стабилизация положения уборочных аппаратов хлопкоуборочной машины в поливной борозде: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1988. – 18 с.
- [12] Ташболтаев М.Т. Исследование связанных пространственных колебаний хлопкоуборочных машин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 1977. – 23 с.
- [13] Туркменов Р.И. Исследование основных показателей хлопкоуборочных машин для широких междурядий 0.9 м с целью обоснования параметров и режимов работы: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1981. – 17 с.
- [14] Стрижевский А.Г. Исследование рабочего процесса кустоподъемников хлопкоуборочного аппарата: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1978. – 21 с.
- [15] Байдингер В.В. Механизация подбора хлопка пневмомеханическим методом: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1975. – 25 с.
- [16] Матчанов Р.Д., Ташболтаев М.Т., Шаумарова М. Исследование динамической нагруженности рамы хлопкоуборочной машины 14ХВ-2.4 // Механизация и электрификация сельского хозяйства Узбекистана. Сб. трудов ТИИИМСХ. Вып. 79. Ташкент, 1975. С. 42 – 49.
- [17] Матчанов Р.Д. Расчет и оценка качества хлопкоуборочных машин. Ташкент: Фан, 1992. – 88 с.

СП «Агрихим»

Дата поступления
13.04.2017

Р.Д. Матчанов. Машинада пахтани бир марта териш ва унинг муаммолари
Мақолада пахта териш жараёни сифатига таъсир этувчи пахта даласининг агрофони, пахта териш машинасининг конструктив асослари ва энегетик муҳитига боғлиқ асосий факторлар қўрилган. Пахтани машинада териш технологик жараёни сифатини аналитик модели келтирилган.

R.D. Matchanov. One-off cotton machinery and its problems
The article deals with the main factors affecting the quality of the cotton harvesting process associated with the cotton field agrofon, the design features of a cotton picker and an energy source. An analytical model of the quality of the technological process of cotton harvesting by a machine is given.

УЎК 677.21.021.001

В.Г. РАКИПОВ, Ш. АБДУҒАББАРОВ, А. АКРАМОВ

МОМИҚ ТОЗАЛАШ ҚУРИЛМАСИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ ВА УНИНГ МАҚБУЛ ЎЛЧАМЛАРИНИ АНИҚЛАШ

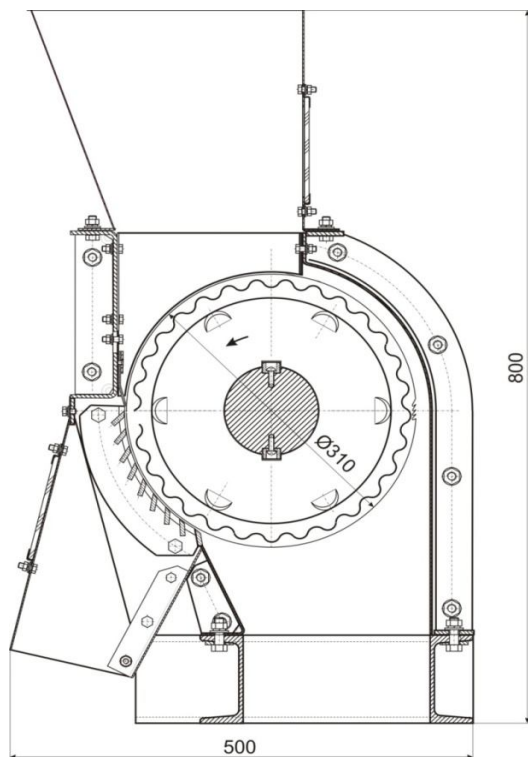
“Ўзпахтасаноат” АЖ тизимидаги пахта тозалаш корхоналарида момикни ифлосликлардан тозалаш учун олдинги йилларда БОЛ-1, БОЛ-2, ОЛБ-300, ОВМ-А-1 русумли момик тозалаш машиналаридан фойдаланилган. Буларнинг аксарияти тозалаш самараси паст бўлганлиги (15-20%), самарадорлиги юқорироқ бўлганлари эса конструкцияси мураккаб бўлганлиги туфайли ишлаб чиқаришда қўлланилмади. Масалан ОВМ-А-1 русумли момик тозалаш машинасини олсак, асосан майда ифлосликлардан тозалашга мўлжалланган. Момик таркибидаги йирик ифлосликларни ва чигитларни тозалашга мослашмаган.

Юқоридагиларни ҳисобга олиб, юқори тозалаш самарадорлигига эга бўлган кам электр энергияси талаб этадиган, конструкцияси мураккаб бўлмаган момик тозалагич яратиш ҳозирги вақтда долзарб масаладир.

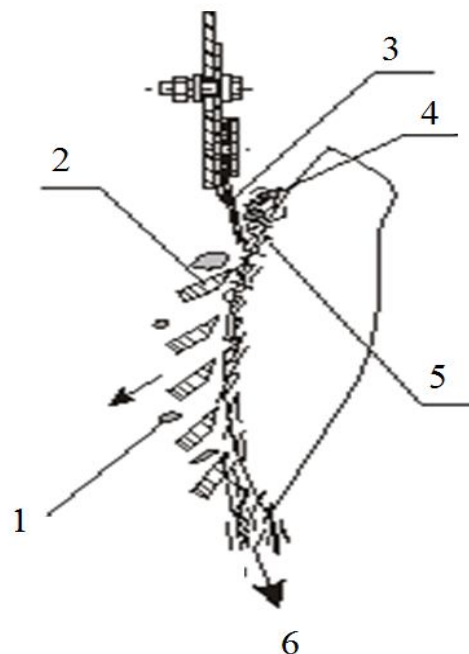
«Пахтасаноат илмий маркази» АЖ да олиб борилган илмий изланишлар натижасида момикни майда ва йирик ифлосликлардан ҳамда чигитлардан тозалаш учун аррали момик тозалаш қурилмаси ишлаб чиқилди [1]. Қурилма аррали цилиндр ва колосникли панжарадан иборат (1-расм).

Таклиф этилган қурилма қуйидагича ишлайди. КЛ русумли момик конденсоридан, момик тўғридан тўғри аррали цилиндрга келиб тушади [2]. У ерда аррали цилиндр билан колосниклар орасидан ўтаётган момик колосникларга урилиб, колосник орасидан ифлос аралашмалар

марказдан қочма куч таъсирида отилиб чиқади. Тозаланган момиқ эса аррада қолиб, пастга йўналтирилади (2-расм).



1-расм. Момиқ тозалаш қурилмасининг умумий кўриниши



2-расм. Момиқни ифлосликлардан тозалаш жараёни:
1 – йирик ифлосликлар; 2 – колосник; 3 – тозалаш чўтқаси;
4 – йирик ифлосликлар; 5 – момиқ; 6 – тозаланган момиқ

Қурилманинг тозалаш сарадорлигини аниқлаш учун момиқнинг дастлабки ифлослик даражаси ҳар хил бўлган вариантларда синовлардан ўтказилган.

Қурилманинг ишга лаёқатлиги текшириб кўриш мақсадида дастлабки тажриба синов ишлари олиб борилди. Тажриба-синов ишларини аррали цилиндрнинг айланиш тезлигини 1500, 1000 ва 750 айл/дақ ҳолатида текшириб кўрилди.

Аррали цилиндрнинг айланиш тезлигини 1500 айл/дақ га келтириб тажриба ўтказилганда аррали цилиндрнинг айланиш тезлиги юқорилиги туфайли юқорига йўналтирилган ҳавонинг тезлиги ошиб кетиб, момиқнинг тозалаш камерасига тушишига қаршилик кўрсатди. Аррали цилиндрнинг айланиш тезлигини 750 айл/дақ га келтириб синалганида машинанинг тозалаш самарадорлиги пасайди, чунки момиқ таркибидаги йирик ва майда ифлосликларнинг колосниклар орасидан марказдан қочма куч таъсирида чиқиб кетишига цилиндрнинг айланиш тезлиги камлик қилгани кўринди. Тажриба натижасида момиқ тозалагичнинг мақбул ўлчамлари аниқланди: цилиндрнинг айланиш тезлиги 1000 айл/дақ, колосниклар орасидаги масофа 8 мм, колосник ва арра орасидаги масофа 2 мм.

Аниқланган ўлчамлар асосида тажриба синов ишлари олиб борилиб, натижалари қуйидаги жадвалда келтирилган. Момиқ тозалаш қурилмасида олиб борилган тажриба-синов натижаларидан фойдаланиб, қурилманинг тозалаш самарадорлигини қуйидаги ифода орқали ҳисобланилади.

$$W = \frac{U_{\text{д.м.и.}} - U_{\text{т.м.и.}}}{U_{\text{д.м.и.}}} \times 100\%$$

бу ерда W – қурилманинг тозалаш самарадорлиги; $U_{\text{д.м.и.}}$ – момиқнинг дастлабки ифлослиги; $U_{\text{т.м.и.}}$ – тозаланган момиқ ифлослиги.

Момикдаги дастлабки ифлослик даражасининг ўзгариши, момик чиқишларига ва тозалаш самарасига таъсири натижалари

№	Момикнинг дастлабки ифлослиги, %	Момик чиқиши, %	Тозаланган момик ифлослиги, %	Ифлосликлар чиқиши, %	Тозалаш самараси, %
1	7.1	97.5	5.5	2.5	22.5
2	8.3	96.1	6.4	3.9	22.9
3	10.2	95.3	7.7	4.7	24.5
4	11.2	95.0	8.3	5.0	25.9
5	12.4	92.6	8.6	7.4	30.6
6	13.4	91.4	9.0	8.6	32.8
7	15.6	90.1	10.2	9.9	34.6
8	18.0	89.3	11.2	10.7	37.8
9	19.8	89.0	12.4	11.0	37.4
10	20.6	88.6	13.4	11.4	35.0
11	25.4	86.5	15.6	13.5	38.6
12	28.2	85.3	16.8	14.7	40.4
13	31.9	84.6	18.0	15.4	43.6
14	37.4	82.0	20.6	18.0	44.9
15	41.3	80.4	22.1	19.6	46.5

Юқоридаги жадвалдан кўринадики момикнинг дастлабки ифлослигини 7.1% дан 41.3% гача ортиши момик чиқишининг 97.5 % дан 80.4 % гача камайишига, тозаланган момик ифлослигини 5.5 % дан 22.1 % гача кўпайишига, тозалаш самарасининг 22.5 % дан 46.5 % гача ошишига олиб келди.

Тажрибалар асосида О'з DSt 645:2010 стандарти бўйича энг ками 2 нав 3 –синф (ифлос) учун момикнинг ифлослик даражасини 15% га келтириш учун дастлабки момик ифлослиги 25 % дан кўп бўлмаслиги, 2– (ўрта) синфга (ифлослиги 11%) келтириш учун момикнинг дастлабки ифлослиги 18% дан ошмаслик кераклиги фазалари аниқланди.

Бундан хулоса қилиш мумкинки, пахта момигини ифлослик даражасини камайтириш, яъни уни тозалаш йўли билан пахта тозалаш корхонасининг самарадорлигини ошириш мақсадга мувофиқ.

АДАБИЁТЛАР

- [1] «ОВМ-А-1 русумли толали материаллар тозалагичи асосида такомиллаштирилган момик тозалаш машинасини ишлаб чиқиш ва уни тадқиқ қилиш». Илмий-тадқиқот иши бўйича ҳисобот. Тошкент, 2014. – 36 б.
- [2] Максудов И.Т. Справочник по первичной обработке хлопка. НПО «Хлопкопром». Ташкент, 1994. С. 356 – 358.

«Paxtasanoat ilmiy markazi» AJ

30.11.2016 й.
қабул қилинган

В.Г. Ракипов, Ш. Абдуғаббаров, А. Акрамов. Определение рациональных параметров и разработка установки очистки линта

В статье приведены результаты экспериментальных исследований по разработке установки очистки линта от крупных и мелких примесей и семян. В результате испытательно-экспериментальных работ на установке определены рациональные параметры: частота вращения пыльного цилиндра, зазоры между колосником и пыльным цилиндром.

V.G. Rakipov, Sh. Abdugabbarov, A. Akromov. Determination of rational parameters and development of lint cleaning plant

The results of the experimentally research to develop clean lint installation of large and small impurities and seed. As a result of experimental test and work on the installation of the selected rational parameters of rotation of the saw cylinder, the gaps between the grate, the gaps between the grate and the saw cylinder.

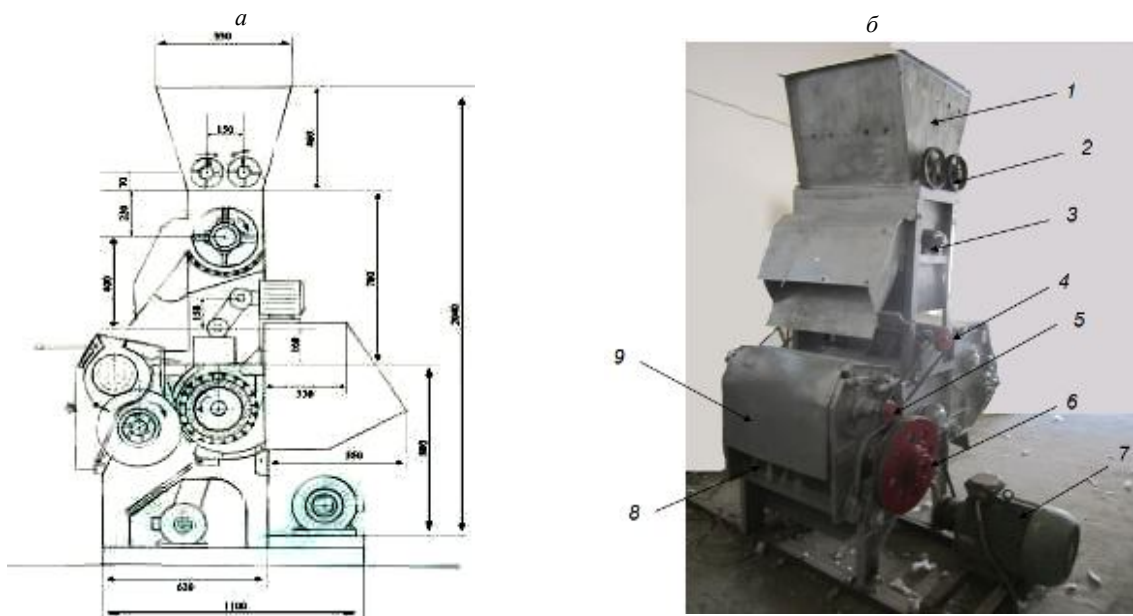
А. САРИМСАҚОВ, А. КАРИМОВ, Р. МУРАДОВ

ЖИН ИШЧИ КАМЕРАСИДА ХОСИЛ БЎЛАДИГАН ҲОМАШЁ ВАЛИГИНИНГ ХАРАКАТИНИ НАЗАРИЙ ЙЎЛ БИЛАН ЎРГАНИШ

Жин машинасида пахта толасини чигитдан ажратиб бериш жараёнида хом ашё валиги ҳосил бўлиши ва унинг ишчи камерада айланиши бир қанча факторларга боғлиқ бўлади. Шулардан энг асосийлари хом ашё валигининг толадорлиги, зичлиги, толадан ажраган чигитларнинг миқдори ва бошқалардир. Бундан ташқари ҳомашё валигида ҳосил бўлган босим таъсирида ишчи камера деворлари билан ҳосил қилган ишқаланиш кучини ҳам инобатга олиш керак бўлади. Мана шу факторлар жин машинасининг иш унумдорлигига ва олинадиган тола сифатига таъсири бор.

Жин машинасининг иш унумдорлигини ўсиши албатта хом ашё валиги зичлигини ортиши билан бирга содир бўлиши исботланган [1]. Аммо, зичликнинг ортиши билан унумдорлик ортиши маълум чегарагача бўлиб, кейин унумдорлик пасая бошлайди. Бу ҳолат ёнбош йўналишдаги ишқаланиш кучларининг таъсирида хом ашё валиги айланиш тезлиги камайиб бориши билан боғлиқ бўлиб зичлик $550\div 600 \text{ кг/м}^3$ бўлганида жараён бутунлай тўхтаб қолиши исбот қилинган [2].

Юқоридаги камчиликни бартараф этиш учун Наманган муҳандислик-технология институти олимлари томонидан жин машинасининг ишчи камераси ён қисмига ўрнатилган мосламанинг айланишини хом ашё валигининг тезлигига таъсирини тажриба йўли билан ўрганиш мақсадида 30-аррали жин машинаси тайёрланди (1-расм, а, б).

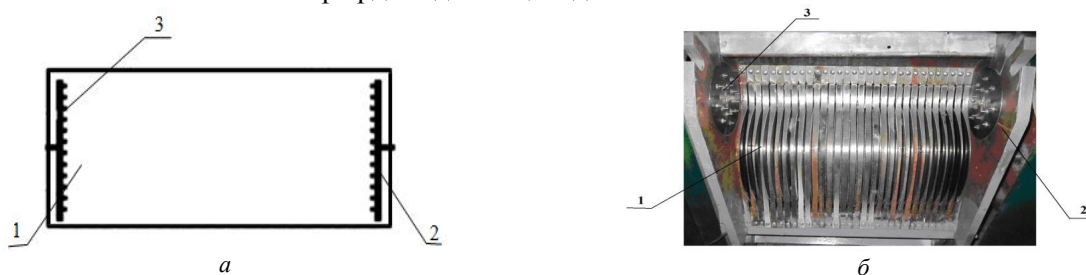


1-расм. Жин машинасининг 30 аррали тажриба ўтказишга мўлжалланган қурилманинг схемаси (а) ва кўриниши (б):

1 – бункер; 2 – таъминлаш валиклари; 3 – қозикли барабан; 4 – жин ишчи камераси орақсига ўрнатилган вал;
5 – ён томонларига ўрнатилган мослама; 6 – аррали цилиндр вали; 7 – двигатель; 8 – колосниклар; 9 – фартук

Жин машинасининг 30 аррали тажриба ўтказишга мўлжалланган қурилмаси қуйидагича ишлайди [3]. Тажриба ўтказиш учун тайёрланган 30 аррали жин қурилмаси ишлаганда, пахта бункер 1 га солинади. Бункер 1 дан таъминлаш валиклари 2 ёрдамида қозикли барабан 3 га узатилади, қозикли барабан 3 ёрдамида пахта титилиб 4 тўрли юзага урилиб майда ифлосликлардан тозаланиб, тарнов 5 орақали ишчи камера 6 га келиб тушади. Ишчи камерада пахта аррали цилиндр тишлари ёрдамида илаштириб олиб хом ашё валиги ҳосил қилади. Арра тишларига илашган тола колосниклар 9 орасидан ўтиб чигитдан ажралади, колосниклар орасига сиғмаган чигитлар ўз оғирлиги таъсирида пастга тушиб келади. Аррали цилиндр тишларига илашган толалар чўткали барабан ёрдамида ажратиб олинади.

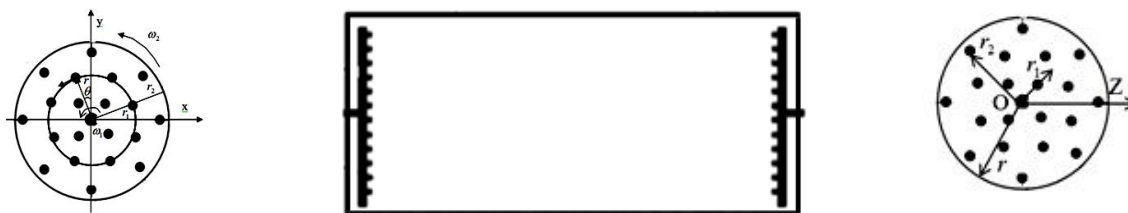
Ишчи камеранинг ён томонига ўрнатилган тезлатгичларнинг айланиши чет эл ва республикаимиздаги бир қатор олимларнинг тадқиқотларига асосланиб 200–400 ай/мин қилиб олинди. Ишчи камеранинг ён томонига ўрнатилган тезлатгичнинг тезлигини ва қозикчаларнинг узунлигини ҳар хил қилиб олинди. Бундан ташқари арраларга нисбатан қозикчаларнинг жойлашишини инобатга олган ҳолда уларнинг узунлигини ҳам ҳар хил узунликда тайёрланиб тажрибалар ўтказилди. Айланма ҳаракатни ишчи камера орқасига жойлаштирилган вал ёрдамида амалга оширилди. Ишчи камеранинг ён томонига ўрнатилган тезлатгичнинг ва хом ашё валигининг айланиши тахометр ёрдамида аниқланди.



2-расм. Жин ишчи камерасининг ён томонига ўрнатилган қозикчаларнинг схемаси (а) ва ташқи кўриниши (б) (патент FAP 00990): 1 – ишчи камера; 2 – ишчи камеранинг ён томони; 3 – қозикчалар

Жин машинаси ишчи камерасининг ён томонига ўрнатилган қозикчали мослама ўрнатилиб ўтказилган тажрибалар натижасини атрофлича ўрганиб чиқиб қуйидаги хулосага келинди. Жин ишчи камерасининг ён томонига ўрнатилган қозикчали мослама хом ашё валиги айланишига сезиларли таъсир кўрсатиши аниқланди (3-расм, а, б).

Жин машинасининг ишчи камерасига қозикли тезлатгич ўрнатилганда хом ашё валигини ҳаракат дифференциал тенгламасини назарий текширамыз (3-расм, а, б, в).



3-расм. Ҳомашё валигини айланма ҳаракат схемаси

Хом ашё валигини ҳаракатини математик моделида қуйидаги шартларни қабул қиламыз:

1. OZ – ўқи атрофида айланувчи хом ашё валигини узлуксиз бир жинсли муҳит деб қараймиз.
2. Ишчи камерани икки ёнига ўрнатилган қозикли тезлатгичлар хом ашё валигини айланма ҳаракатига қўшимча тезлик беради ва улар биргаликда айланади.
3. Қозикли тезлатгич, r_1 радиусни айлана бўйлаб жойлашган, хом ашё валигини ташқи радиуси r_2 , r хом ашё валигини ихтиёрий кесими айланасини радиуси.
4. Қозикли тезлатгични хом ашё валиги айланишига таъсири, OZ ўқи бўйлаб ишчи камера марказига томон камайиб боради деб қараймиз.
5. Хом ашё валигини ҳаракатини стационар деб қараймиз.

Хом ашё валигини айланма ҳаракатини математик моделини қуйидагича тузамиз.

1. Хом ашё валигини айланиш ҳаракатини дифференциал тенгламасини Навье-Стокс тенгламалари ёрдамида цилиндрик координаталарда тузамиз:

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial t^2} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \cdot \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial Z} \right) &= \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot V_r) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial Z^2} \right] \right\}; \\ \rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \cdot \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial Z} \right) &= \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot V_r) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial Z^2} \right] \right\}; \\ \rho \left(\frac{\partial V^2}{\partial Z} + V_z \frac{\partial V_2}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial Z} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial Z} + \mu \left\{ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(z \cdot \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 V_2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_2}{\partial Z^2} \right) \right\} \end{aligned} \quad (1)$$

Хом ашё валигини узликсиз мухит деб қаралгани учун узликсизлик тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot V_r) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial V_z}{\partial Z} = 0. \quad (2)$$

Хом ашё валигини тезлик компонентларида $V_r = 0$; $V_z = 0$, уринма йўналишдаги босим кучлари ҳам эътиборга олмасак $P = P(r)$.

Узликсизлик тенгламаси қуйидаги кўринишни олади:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{V_\theta}{\partial \theta} = 0. \quad (3)$$

Навье-Стокс тенгламалари қуйидагича ёзилади:

$$-\rho \frac{V_\theta^r}{r} = \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{Z}{r^2} \cdot \frac{\partial V_\theta}{\partial r} \right) \right\}; \quad (4)$$

$$0 = \frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} \cdot \frac{\mu}{\rho} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r \cdot V_\theta] \right) + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial Z^2} \right\}. \quad (5)$$

(5)-ни қуйидагича ёзиб оламиз:

$$\frac{\partial^2 V_\theta}{\partial r^2} + \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{V_\theta}{r^2} = 0 \quad (6)$$

(6) –Эйлер тенгламаси типда бўлгани учун, хусусий ечимини қуйидагича излаймиз;

$$V_\theta = r^K \quad (7)$$

$$\begin{aligned} K_1 &= -1 \\ K(K-1) + K - 1 &= 0 \Rightarrow \quad \Rightarrow V_{\theta 1} = r; \quad V_{\theta 2} = \frac{1}{r}. \\ K_2 &= 1 \end{aligned}$$

Умумий ечим:

$$V_\theta = A \cdot r + \frac{B}{r}. \quad (8)$$

A, B – номаълум ўзгармасларни қуйидаги чегаравий шартлардан излаймиз:

$$r = r_1 \text{ да } V_\theta(r_1) = \omega_1 \cdot r_1 \cdot e^{-az}; \quad r = r_2 \text{ да } V_\theta(r_2) = \omega_2 \cdot r_2; \quad \theta \leq z \leq \frac{L}{2}.$$

Натижада қуйидаги ечимни оламиз:

$$V_\theta = \frac{\omega_2 r_2^2 - \omega_1 r_1^2 e^{-az}}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r + \frac{(r_1 r_2)^2 (\omega_2 - \omega_1 \cdot e^{-az})}{(r_1^2 - r_2^2) r}. \quad (9)$$

бу ерда: V_θ – градусли хом ашё қатламини уринма тезлиги (m/s); r – текширилаётган қатлам радиуси; r_1 – қозикли тезлатгични айланаси радиуси; r_2 – хом ашё валигини ташқи радиуси; ω_1 – қозикли тезлатгични айланма бурчак тезлиги; ω_2 – хом ашё валигини ташқи гардишини айланма бурчак тезлиги; z – жин ишчи камерасини чап четидан айланиш ўқини масофаси

$$0 \leq z \leq \frac{L}{2}.$$

(9) – формула ёрдамида берилган $v_1 = \omega_1 r_1 e^{-az}$ ва $v_2 = \omega_2 r_2$ – бўйича, хом ашё валигини ихтиёрий r – радиусли қатламидаги тезликни аниқлашни имконини беради

1. Нормал босимни аниқлаш.

Хом ашё валигини ихтиёрий r –радиусли қатламидаги нормал босим кучини (4) тенгламадан аниқлаймиз:

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \mu \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} \right) - \rho \frac{V_\theta^2}{r} \quad (10)$$

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \mu \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{2}{r^2} \cdot \frac{2B}{r^3} \right) - \rho \frac{\left(A \cdot r + \frac{B}{r} \right)^2}{r}.$$

Ёки чегаравий шартларни ҳисобга олсак, нормал босимни куйидаги ифодасини келтириб чиқарамиз:

$$P = P_0 - \frac{4\mu \cdot B}{r_1^5} + \rho \left[\frac{Ar_1^2}{2} + 2AB \ln r_1 - \frac{B^2}{2r_1^2} \right] + \frac{4\mu B}{r^5} - \rho \left(\frac{A^2 r^2}{2} + 2AB \ln 2 - \frac{B^2}{2r^2} \right) \quad (11)$$

бу ерда: ρ – хом ашё валигини зичлиги (кг/м^3); μ – хом ашё валигини динамик ёпишқоқлик коэффициенти.

2. Уринма босим кучини аниқлаш. Хом ашё валигини айланма ҳаракатида ҳосил бўладиган уринма босим кучини умумий кучланиш тенгламалари ёрдамида аниқлаймиз:

$$P_{r\theta} = \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{V_\theta}{r} \right) \quad (12)$$

бу ерда $\frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} = 0$; бўлгани учун

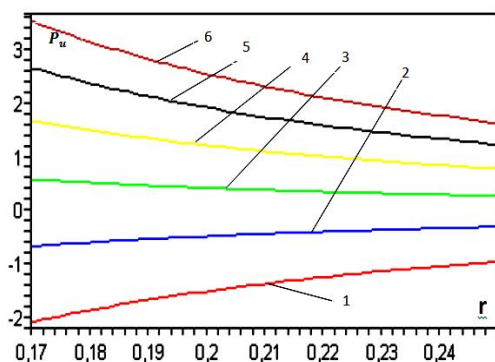
$$P_{r\theta} = \mu \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{V_\theta}{r} \right) \quad (13)$$

$\frac{\partial V_\theta}{\partial r}$ -ни (9) – ифодани ҳисобга олиб, аниқлаймиз,

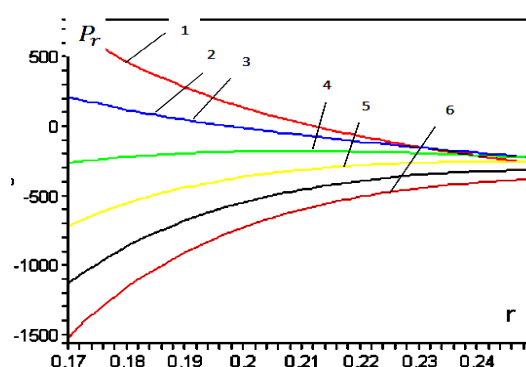
$$P_{r\theta} = -\frac{2\mu B}{r^2} \quad (14)$$

(14) – ёрдамида хом ашё валигини ихтиёрий r – қатламидаги уринма кучланишни ҳисоблашимиз мумкин.

Келгусида мосламанинг айланиш тезлигини ўзгартириб хом ашё валигининг айланишга кўрсатган таъсирини тажриба ўтказиш йўли билан ўрганилади. Шунингдек, қозикчали мосламани айланиши жинни иш унумдорлигига, хом ашё валигининг толадорлигига ва чигитнинг ишчи камерада бўлиш вақтига кўрсатган таъсири кўриб чиқилади.



4 – Расм. Хом ашё валигида ҳосил бўлувчи уринма йўналишдаги босим кучини, қўндаланг кесим радиусга боғлиқ ўзгариш қонунияти: 1– $z=0$; 2– $z=0.1$; 3– $z=0.2$; 4– $z=0.4$; 5– $z=0.5$; 6– $z=0.5\text{м}$



5 – Расм. Хомашё валигида ҳосил бўлувчи нормал босим кучини қўндаланг кесим радиусга боғлиқ ўзгариш қонунияти: 1– $z=0$; 2– $z=0.1$; 3– $z=0.2$; 4– $z=0.4$; 5– $z=0.5$; 6– $z=0.5\text{м}$

Хом ашё валигини ихтиёрий r -қатламидаги уринма тезликни, жин ўқининг чапидан ҳисоблаганда $z=0$; 0.1; 0.2; 0.3; 0.4; 0.5 м кесимлари бўйича ўзгариши қонунияти 4-расмда келтирилган. Графиклардан кўриниб турибдики вал ўқини ўрта кесимидан четига томон тезлик хом ашё валигини марказидан гардиши томон ўсиб бориши кўрсатилмоқда. Хом ашё валигини тезлатувчи мослама кесимда, мослама ва хом ашё валигини айланиш тезликлари тенг бўлиб, 2–25 м/с қийматни қабул қилар экан.

Ушбу қийматлар хом ашё валигини маркази томон камайиб бориши амалий тажрибаларга мос келади. Айланиш ўқини кесимлари учун, хом ашё валигини гардишида жин арраси билан кесишган сиртларида айланиш тезлиги $v=2.5$ м/с ташкил топиб, жинлаш жараёни бир хил

самарадорлигини таъминлайди. 4 ва 5–расмларда, хом ашё валигида ҳосил бўлувчи уринма ва нормал босим кучларини ўзгариш қонуниятини келтирилган.

4-расмдан кўриниб турибдики, уринма йўналишдаги босим кучи хом ашё валигини кўндаланг кесимини марказидан гардиш томон ҳамда айланиш ўқини четидан маркази ўртасида томон камайиб боришини кузатиш мумкин. Хом ашё валигини айланиш жараёнида қўшимча мослама ҳисобига, уринма кучланиш бутун айланиш ўқининг узунлиги бўйича, ўзгарувчан бўлиб, $2\div 3$ Н атрофида ўзгариб турар экан.

Ушбу ҳолатлар нормал босим кучи учун ҳам кузатилаётган экан. Хом ашё валиги гардишида босим кучи стабиллашган ҳолатга ўтар экан. Лекин, хом ашё валигининг марказий қисмида ўзгарувчан босим кучи ҳосил бўлар экан. Бу босим кучи вал ўқи ўрта қисмида юқори бўлиб, четига томон мусбат – манфий ишорадан мусбат ишорага ўзгариб турар экан.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Болдинский Г.И. и др. О профиле фартука сырцовый камеры джина в зоне входа в нее хлопка-сырца // Хлопковая промышленность. 1975. №1. С. 9.
- [2] Мирошниченко Г.И. Основы проектирования машин первичной обработки хлопка. М.: Машиностроение, 1972. – 486 с.
- [3] Саримсаков А.У., Мурадов Р.М., Эргашев Ж.С., Мухиддинов С.Н. Аррали жиннинг ишчи камераси Ўзб. Республикаси, Интеллектуал мулк агентлиги, Фойдали моделга патент. № FAP 00990.

Наманган муҳандислик – технология институти

20.04.2017 й.
кабул қилинган

А.Саримсаков, А.Каримов, Р.Мурадов. Теоретическое исследование движения сырцового валика образующегося внутри рабочей камеры джина

В статье предлагается колковый ускоритель по бокам рабочей камеры с целью повышения производительности машины. Изучено влияние ускорителя на сырцовый валик. Составлено дифференциальное уравнение движения сырцового валика и на их основе получены соответствующие графики.

A.Sarimsakov, A.Karimov, R.Muradov. Theoretical research of the movement of raw bead formed inside the a working chamber of a ginning machine

In the article, sticky speeder has proposed to the beyond of working cameras as the improving the work effectiveness of gin machine. The effect of the accelerator roll raw. Differential equations of motion raw roller and, based on the corresponding graphs obtained.

УЎК 625.72(075.8)

С.И. КОМИЛОВ

КЎТАРМАНИНГ ЁН ҚИЯЛИК УСТИВОРЛИГИНИ ОШИРИШДА ГЕОСИНТЕТИК МАТЕРИАЛ ПАРАМЕТРЛАРИНИ АСОСЛАШ

1960 йилларда француз олими Анри Видал “арматураланган грунт” тушунчасини киритиб, натижада юқори ишқаланишли текис композит арматураловчи материални қўллаган ҳолда армагрунтли конструкцияни яратди [1]. Грунтли иншоотларни устиворлик даражасини ошириш мақсадида охириги йилларда ушбу турдаги иншоотларни мураккаб шароитларда қуришга тўғри келяпти, бу эса ўз навбатида барпо этилаётган иншоотларни мустаҳкам ва бир меъёрда барқарор ишлаши учун маълум бир лойиҳалаш усули, конструктив техник ечим ёки ҳисоблаш услубини талаб этади. Кенг ассортиментдаги арматураловчи материалларнинг биринчи навбатда геотўқимали материалларнинг (геотўқима, геосетка, георешетка ва бошқалар) пайдо бўлиши иншоотларни устиворлик коэффициентини талаб этилган даражагача етказиш шунингдек юк кўтариш қобилятини оширишдаги мавжуд муаммоларни муваффақиятли ҳал қилиш имкониятини яратди [2]. Ушбу масалаларни кенгроқ ёритиш мақсадида кўтарма ён қиялик устиворлигини ошириш бўйича ҳисоблаш усулларида бирини келтирамиз. Кўтарма ён қиялик устиворлигини аниқлаш учун қуйидаги маълумотлар киритилган:

Кўтарма баландлиги $H=6$ м; йўл пойи эни $B=15$ м; ён қиялик тиклиги $m=1:1.5$; кўтарма сиртидаги юклама $q=30$ кН/пог.м; кўтарма грунтнинг ички ишқаланиш бурчаги $\varphi=25^{\circ}$;

солиштира илашиш $C=1 \text{ т/м}^2$; зичлик $\rho=1.75 \text{ т/м}^3$; талаб этилган устиворлик коэффициентини $K_{уст}=1,5$ деб қабул қиламиз.

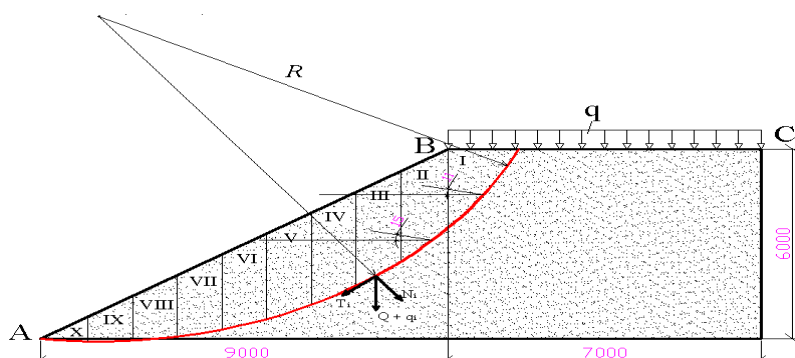
Асосни мустаҳкам ва қаттиқ деб ҳисоблаймиз. Айлантериш марказини аниқлаш учун ўлчамсиз λ катталигини аниқлашдан бошлаймиз.

$$\lambda = \frac{\rho \cdot H \cdot \operatorname{tg} \varphi}{c} = \frac{1.75 \cdot 6 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ}{1} = 10.5 \cdot 0.4663 = 4.896$$

Ямбу жадвали ёрдамда $x_0=0.2$ и $y_0=1.7$ ларни аниқлаб, ўз навбатида айланиш марказини аниқлаймиз.

$$X_0 = x_0 \cdot H = 0.2 \cdot 6 = 1.2 \text{ м}; \quad Y_0 = y_0 \cdot H = 1.7 \cdot 6 = 10.2 \text{ м};$$

Бизнинг ҳолатимизда ён қиялик 10 та блокка бўлинган, рақамланган блоklar 1-расмда кўрсатилган.



1-Расм. Автомобил йўл кўтармаси ён қиялигини арматуралаш орқали мустаҳкамлигини ошириш схемаси

Ён қияликнинг устиворлик коэффициенти қуйидаги формула бўйича ҳисобланади [3]

$$K_s = \frac{\sum (\sigma_{pi} l_i B_i)}{0.5 \sum P_i (\cos \beta_i - \sqrt{\cos^2 \beta_i + 4 \sin^2 \beta_i})} \quad (1)$$

бу ерда $P_i = Q_i + q_i = \delta_{wi} \cdot F_i$ – блокнинг оғирлиги; (фақат биринчи блок, қолган блоklarда $q_i=0$) δ_{wi} – блок грунтнинг солиштира оғирлиги; F_i – блок юзаси (блок қалинлик ўлчами 1 деб қабул қилинади); l_i – блок чегарасидаги сурилиш узунлиги; β_i – блок чегарасидаги сурилиш чегарасининг горизонтал сирт билан ҳосил қилган бурчаги; σ_{pi} – берилган блокнинг чўзилишдаги мустаҳкамлик чегараси.

Арматураловчи қатламнинг горизонтал сирт билан ҳосил қилган бурчаги қуйидаги формула бўйича аниқланади.

$$\gamma_i = 2\alpha_i - \beta_i; \quad (2)$$

бу ерда, β_i – чегарасидаги сурилиш чегарасининг горизонтал сирт билан ҳосил қилган бурчаги

$$2\alpha_i = \arctg \frac{2S_{wi}}{\sigma_{ni}} \quad (3)$$

бу ерда, S_{wi} – сурилиш сиртига таъсир этувчи нормаль кучланишдаги силжишга синаш натижалари бўйича аниқланади.

Грунтнинг силжишдаги қаршилиги. σ_{ni} катталиги қуйидаги формула бўйича аниқланади.

$$\sigma_{ni} = \frac{P_i \cdot \cos \beta_i}{l_i} \quad (4)$$

бу ерда, P_i – берилган блок оғирлиги; l_i – блок чегарасидаги сурилиш узунлиги;

$$R_1 = R_{осм} \cdot \sin \frac{\pi}{4\alpha} \cdot \omega_i; \quad \varpi = \beta - \gamma; \quad R_{осм} = 0.6 \cdot R_p, \quad (5)$$

бу ерда, ω_i – берилган нуктадаги синтетик материал ва сурилиш сирти орасидаги бурчак (оқилона ётқизилганда $\omega_i = 2\alpha$) $R_{осм}$ – геосинтетик материални чўзилишдаги қаршилиги.

Қия участкадаги (ёки горизонтал) ётқизилган материал узунлиги қуйидаги формула бўйича аниқланади (2 м дан кам бўлмаслиги керак)

$$l_i = \frac{0.5R_p}{\sum \delta_{wi} h_i \cos \gamma \operatorname{tg} \phi' + c'} \quad (6)$$

бу ерда, R_p – синтетик материални чўзилишдаги мустаҳкамлик чегараси ёки синов натижалари бўйича аникланади; δ_{wi} – юқори қисмда жойлашган грунтнинг солиштирма оғирлиги; h_i – сурилиш сиртини арматураловчи қатлам билан кесишиш нуқтаси баландлиги; γ – арматураловчи қопламани горизонтал текислик билан ҳосил қилган қиялик бурчаги; ϕ' и c' – синов натижалари бўйича қабул қилинган арматура –грунт ўзаро таъсирини характерловчи мустаҳкамлик тавсифлари [4].

Берилган маълумотлар бўйича 1–жадвал тузамиз ва унда аниқланган қуйидаги ён қиялик кўрсаткичларини киритамиз: блок рақамлари, ҳар бир блок оғирлиги, сурилиш эгрилигини горизонтал текислик билан ҳосил қилган бурчаги, ҳар бир блок сурилиш чизигининг узунлиги, ҳар бир кесим нормаль ташкил этувчиси ва устиворлик коэффициентини.

1-жадвал

Автомобил йўл кўтармаси ён қиялик параметрлари

Блоклар №	Блок оғирлиги P_i , (т)	β_i , (град.)	$\cos \beta_i$, (рад)	$\sin \beta_i$, (рад)	L_i , (м)	$N = P_i \cos \beta_i$, (т)	$0.5 \sum P_i (\cos \beta_i - \sqrt{\cos^2 \beta_i + 4 \sin^2 \beta_i})$, (т)	$K_{уст}$
1	6.98	56 ⁰	0.56	0.83	2.99	3.9	4.15	0.72
2	4.84	45 ⁰	0.7	0.71	1.41	3.38	2.14	0.65
3	5.17	35 ⁰	0.84	0.57	1.22	4.34	1.499	0.81
4	5.24	31 ⁰	0.86	0.52	1.17	4.5	1.27	0.38
5	5.0	26 ⁰	0.89	0.43	1.12	4.45	8.78	1.27
6	4.6	19 ⁰	0.93	0.32	1.06	4.27	0.46	2.3
7	3.76	11 ⁰	0.96	0.24	1.01	3.6	0.21	4.85
8	2.97	5 ⁰	0.98	0.15	1.02	2.91	0.41	4.86
9	0.58	4 ⁰	0.99	0.15	1.1	0.57	0.17	57
10	0.7	5 ⁰	0.98	0.16	1	0.7	0.014	71.4

Шундай қилиб, барча сурилиш сирти учун (1) ифоданинг маҳражи 10.72 тоннага тенг бўлади. σ_p нинг қиймати кўрилатган грунт учун оптималъ намликда $\sigma_p = -0.01 \text{ МПа} = -0.1 \text{ кг/см}^2$ деб қабул қиламиз [2]. Ён қияликнинг эни $B=1$ м га тенг. Сурилиш сиртининг узунлиги $\sum L_i = 13.01$ м га тенг. Ушбу қийматларни ҳисобга олган ҳолда (1) ифоданинг сурати -13.01 т га тенг. У ҳолда $K_s = \frac{-13.01}{-10.72} = 1.21$ га тенг. Арматуралашга мўлжалланган ҳар бир блокнинг устиворлик коэффициентини K_s алоҳида ҳисоблаб топамиз. Алоҳида блокларнинг устиворлик коэффициентини K_s яхлит ён қиялик устиворлигини аниқлаш учун қабул қилинган умумий формула (1) дан топилади. Талаб этилган устиворлик коэффициентини K_s таъминлаш мақсадида ён қияликларни геосинтетик материаллар билан арматуралаш таклиф этилади. Арматураловчи материал сифатида чўзилишдаги мустаҳкамлиги $R_p = 300 \text{ Н/см}$ бўлган геосинтетик материал қўлланилади. Ҳисоблаш натижалари қуйидаги 2-жадвалга киритилган.

2-жадвал

Блокларни арматуралаш кўрсаткичлари

Блок рақамлари №	Арматураловчи қатламни горизонтга нисбатан қиялик бурчаги, $\gamma_i = 2\alpha_i - \beta_i$	Сурилиш сиртида берилган нормаль кучланиш, σ_{ni}	Грунтнинг силжишдаги қаршилиги, S_{wi}	Ҳисобий мустаҳкамлик, $R_{дсм}$	Материал узунлиги, l_3
Биринчи	11	1.3	1.6	1.55	0.46
Иккинчи	15	2.4	2.11	1.26	0.71

Биринчи арматураловчи қатлам билан мустаҳкамлангандаги янги устиворликни захира коэффициентини аниқлаймиз

$$K_s = \frac{\sum \sigma_{pnp} l_i B_i + R_i \cdot 1}{0.5 \sum P_i (\cos \beta_i - \sqrt{\cos^2 \beta_i + 4 \sin^2 \beta_i})} = \frac{13.01 + 1.55}{10.72} = 1.35.$$

Иккинчи арматураловчи катлам билан мустаҳкамлангандаги янги устиворликни захира коэффициентини аниқлаймиз.

$$K_s = \frac{\sum \sigma_{pnp} l_i B_i + R_1 \cdot 1 + R_2 \cdot 1}{0.5 \sum P_i (\cos \beta_i - \sqrt{\cos^2 \beta_i + 4 \sin^2 \beta_i})} = \frac{13.01 + 1.55 + 1.26}{10.72} = 1.63.$$

Келтирилган ҳисоблаш усули бўйича қуйидаги ҳулосаларни қайд этиш этиш мумкин:

1. Ҳисоблаш усули бўйича устиворликнинг олинган натижавий қиймати талаб этилган даражага етказилди.

2. Геосинтетик материалга тегишли бўлган параметрлар яъни материал узунлиги, унинг ётқизилиш бурчаги каби кўрсаткичлари аниқланди.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Дж о у н с К . Д . Сооружение из армированного грунта. М.: Стройиздат, 1989 г. С 10–11.
- [2] Рекомендации по применению геосинтетических материалов при строительстве и ремонте автомобильных дорог. Министерство транспорта российской федерации государственная служба дорожного хозяйства (Росавтодор). М., 2003. С. 2–3.
- [3] Ведомственные строительные нормы ВСН 49-86 "Указания по повышению несущей способности земляного полотна и дорожных одежд с применением синтетических материалов" (утв. Минавтодором РСФСР 2 апреля 1986 г.). 1986. С.25–26.
- [4] Рекомендации по совершенствованию методов конструирования и технологии повышения общей устойчивости конусов и откосов земляного полотна (для опытного применения). М., 1987. С.5–6.

Тошкент автомобиль йўллари лойиҳалаш,
қуриш ва эксплуатацияси институти

24.02.2017 й.
қабул қилинган

С.И. Комилов. Обоснование параметров геосинтетического материала по повышению устойчивости откоса насыпей

В статье проанализирован метод расчета по повышению коэффициента устойчивости откосов насыпей автомобильных дорог с использованием геосинтетических материалов. Определены параметры геосинтетических материалов, в том числе такие параметры, как длина прослойки, угол наклона армирующего материала относительно горизонта при возведении материала.

S.I. Komilov. Foundation parameters of geosynthetic materials for increasing of stability of slope anbankment

In the article there is one of calculation methods for increasing of stability of slopes automobile roads embankment with geosynthetic material usage. More over, there are define parameters of geosynthetic materials, in detail, layer length, incline corner of reinforcement material towards horizontal line.

УДК 621. 793. 7: 669. 28

Р.Х. САЙДАХМЕДОВ, К.К. КАДЫРБЕКОВА, Г.Р. САИДАХМЕДОВА

ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТАВА И СВОЙСТВ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ КАРБИДА ТИТАНА

Состояние поверхностного слоя конструкционного материала представляет собой немало-важный фактор, определяющий эксплуатационные характеристики изделия. Известно, что разрушение конструкционного материала начинается обычно с поверхности, а это приводит не только к потере необходимой прочности изделия, но и ухудшению условий нормальной его работоспособности.

Упрочнение поверхностного слоя конструкционного материала позволяет решать многие важнейшие технические задачи. Методы поверхностного упрочнения можно разделить на две большие группы: химические (CVD) и физические (PVD). С помощью этих методов получают износостойкие покрытия на режущих и технологических инструментах. С точки зрения приемлемости физические методы, в частности ионно-плазменные, получили широкое применение для упрочнения режущих инструментов. Покрытия TiC, TiN и Ti (C, N) используют на различных режущих и технологических инструментах [1]. Около 30% твердосплавного режущего инструмента, используемого в автомобильной и других отраслях промышленности, покрываются карбидом титана [2]. Покрытие на основе TiC защищает кобальтовую связку в твердых сплавах. Низкая теплопроводность покрытия способствует тому, что выделяющееся при резании деталей тепло в основ-

ном передается стружке, тем самым инструмент не нагревается чрезмерно. Преимуществом такого покрытия является также хорошая совместимость с твердосплавным материалом подложки [3].

В работе [4] изучены ионно-плазменные нанослойные покрытия на основе карбидов TiC, CrC и нитридов TiN, CrN, ZrN и AlN. Рассмотрено влияние толщины нанослоев, состава и конструкции покрытий на эрозионную стойкость композиций сплав – покрытие. Показано, что лучшей жаростойкостью из исследованных покрытий обладает нанослойное на основе карбидов титана и хрома. А микротвердость нанослойных покрытий оказалась низкой по сравнению с монослойными покрытиями.

Влияние азота на параметры кристаллической решетки, микротвердость, теплопроводность и износостойкость $Ti(C_{1-x}N_x)$ показано в работе [5]. В частности, параметры кристаллической решетки и микротвердость меняются в зависимости от соотношения азота и углерода линейно.

В работе [6] вакуумно – дуговым методом (CAD-cathodearcdeposition) на медной подложке получены покрытия на основе карбида титана (TiC) стехиометрического состава. Изучены адгезия, состав и структура покрытий TiC с толщиной от 1 до 3 мкм. В качестве реакционного газа для синтеза карбида титана использованы пары бензола C_6H_6 . Отмечается, что карбид титана имеет широкую область гомогенности ($TiC_{0,48}-TiC_{0,95}$). Однако в [6] не исследован нестехиометрический состав карбида титана и как влияет соотношение титана и углерода на фазовый состав и свойства покрытий. Для улучшения адгезии покрытия к подложке предварительно нанесен чистый титан, а затем последующим изменением подачи газа в камеру регулировали соотношение титана и углерода по толщине [6].

В статье [7] приведены результаты экспериментальных исследований влияния одно- и многослойных покрытий на износ и стойкость быстрорежущих и твердосплавных фрез в широком диапазоне режимов резания при обработке конструкционных легированных и жаропрочных сталей. При осаждении тугоплавких соединений, имеющих высокую температуру плавления, возможны значительные отклонения от стехиометрии, что может привести к сильной дефектности структуры. Например, при осаждении TiC отношение C/Ti в напыленном материале может меняться от 0.5 до 1.0 с появлением вакансий в углеродной подрешетке.

В выше рассмотренных работах отмечается, что карбид титана имеет широкую область гомогенности, но влияние нестехиометрии на структуру и физико-химические свойства покрытий не изучено.

Задавая свойства покрытия путем варьирования его химического состава и структуры, можно изменять основные параметры совместимости покрытия и подложки, а также характеристики процесса эксплуатации и управлять важнейшими параметрами процесса формирования покрытий.

Карбиды переходных металлов имеют высокие температуры плавления, модуль упругости, твердость и др. Эти свойства играют решающую роль в применении данных композиций, как износостойких покрытий на инструментальных сталях. Так, весьма важно сочетание оптимальных значений ряда свойств: твердости, коэффициента термического расширения, модуля упругости, теплопроводности и др. Диапазон свойств покрытий на основе карбидов переходных металлов может быть значительно расширен, благодаря их гомогенности за счет дефекта в углеродной подрешетке. Так, карбид титана нестехиометрического состава ($TiC_{0,60}$) имеет высокий коэффициент теплового расширения, близкий к быстрорежущей стали, а стехиометрический карбид $TiC_{1,0}$ – высокий модуль упругости, твердость и теплопроводность [8, 9]. Исследование и определение фазового и химического составов, а также электронной и атомной структур карбидных покрытий и обеспечения требуемого адгезионного взаимодействия между покрытием и обрабатываемым материалом в зависимости от технологических параметров ионно - плазменного процесса являются весьма актуальными. Отсюда актуальна и задача исследования влияния нестехиометрии на состав и свойства покрытий на основе карбида титана, а также определение оптимальных технологических режимов их формирования.

Методы исследования. Для расчета использован термодинамический метод фазовых равновесий, который основан на использовании принципа максимума энтропии изолированной термодинамической системы [10]. В качестве входных параметров использованы два термодинамических параметра: давление реакционного газа (ацетилен) P и температура подложки T , а также содержание химических элементов в покрытии (Ti). Содержание химических элементов (массовые потоки металла и газа) определяются в зависимости от технологических параметров ионно - плаз-

менной установки: давления реакционного газа и скорости осаждения. Массовый поток ацетилена C_2H_2 ($кг \cdot м^{-2} \cdot с^{-1}$) определялся по формуле [11 – 13]

$$q_{C_2H_2} = 1.27 \cdot 10^{-3} \cdot P.$$

Массовый поток металла ($кг \cdot м^{-2} \cdot с^{-1}$) равен

$$q_{Me} = K \cdot v \cdot \gamma_{Me_xC_y},$$

где v – скорость осаждения покрытия, м/с (мкм/мин); $\gamma_{Me_xC_y}$ – плотность карбида; K – коэффициент, зависящий от молекулярной массы металлов [13, 14].

Для титана $K_{Ti} = 0.8$. Термодинамические свойства TiC_x в широком диапазоне температур были использованы для определения фазового состава [15]. Для экспериментального определения фазового и химического составов покрытий использовали методы рентгеноструктурного анализа и Оже-спектроскопии. Исследование химического состава покрытий проводили методом спектроскопии Оже-электронов с применением электронного спектрометра ESCALAB MK-2 английской фирмы VG. Прибор снабжен анализатором энергии типа полусферического конденсатора, сканирующего электронной пушкой LEG 200.

Количественный анализ химического состава проводили по стандартной методике [16, 17].

При исследовании химического состава поверхности гомогенных образцов методом Оже-спектроскопии чувствительность достигает 0.001 монослоя при их исследовании в точке [18]. Точность анализа в данном исследовании составляла порядка 0.05 ат. % или 5% от измеряемой концентрации.

Для оценки адгезионного взаимодействия покрытия с обрабатываемым материалом использовался термодинамический критерий, заключающийся в определении свободной энергии образования. Затем были выбраны их составы в зависимости от порядка увеличения адгезионной активности.

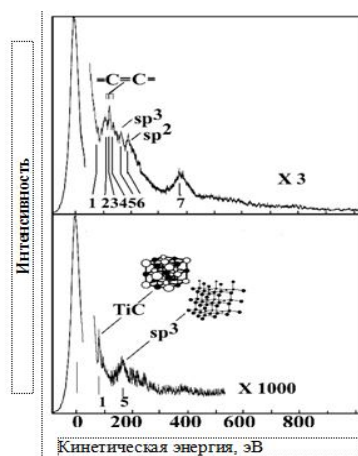
Результаты и их обсуждение. Расчетным и экспериментальным путем определены фазовые составы покрытий на основе карбидов титана. На основе расчета уточнены Р-Т-Х диаграммы. Расчетный и экспериментальный фазовый составы покрытий при ионно-плазменном напылении карбидов титана и циркония показывают, что давление ацетилена, температура и скорость осаждения существенно влияют на химический и фазовый составы $Ti-C$ покрытий. Покрытия TiC содержат нестехиометрический карбид и включения свободного углерода. Рассчитанные фазовые и химические составы покрытий были проверены экспериментально. Покрытие на основе TiC_x , нанесенное на подложку из стали Р6М5К5 при давлении ацетилена 1.1 Па, содержит 33% TiC и 67% свободного углерода С (ат.%), что соответствует их содержанию в масс. %, 70% TiC и 30% С.

Эти данные получены из предположения о формировании карбида типа TiC и по данным анализа Оже-спектров. При анализе Оже-спектров отношение атомных концентраций углерода к титану

$$\text{составляет } \frac{C}{Ti} = 3.05 \text{ или } \frac{C}{TiC} = \frac{2}{1}.$$

Покрытие на основе TiC_x , нанесенное на подложку из стали Р6М5К5 при давлении ацетилена 0.004 Па, содержит 50% TiC и 50% свободного углерода С (ат.%), что соответствует их содержанию в % масс.: 83% TiC и 17% С. При анализе Оже-спектров отношение атомных концентраций углерода

$$\text{к титану составляет } \frac{C}{Ti} = 2.1 \text{ или } \frac{C}{TiC} = \frac{1}{1}.$$



Спектры TiC ионно-плазменных покрытий, сформированные при давлении реактивного газа 1.06 Па перед (1) и после для 900 сек травления Ag^+ (2)

Покрытия, содержащие углерод, бывают двух видов: алмазоподобные и углеродные. На рисунке (верх и низ) изображен спектр ионно-плазменных TiC -покрытий с 30% алмаза и аморфного углерода перед ионным травлением и после 900 с травления в Ag^+ . Ионное травление позволяет нам изучить отличительные особенности спектров в покрытиях различной глубины. Высший слой включает большое число вершин, связанных с С внешних карбидов. Вершины 2 – 4 при 107, 127, 130 В соответствуют растянутым формам колебания для $=C=C-$ связей. Вершина при 164.0 мВ –

это аморфный углерод. Аргонное травление позволяет достигнуть глубоких слоёв покрытия. Вершины 1 и 5 при 78 и 165 мВ (связанные с TiC и алмазоподобным углеродом sp^3 - характером гибридизации) разложены четко.

Очевидно, эти свойства связаны с разложением и понижением углеродных частиц sp^2 , и, следовательно, повышением в 4-х составных скоординированных атомах углерода и sp^3 -концентрации покрытия TiC. Эти данные хорошо сходятся с исследованиями других ионно-плазменных нанокомпозитов TiC- α -СН-покрытий.

В работе изучалась связь химического состава карбидных покрытий на основе Ti, Zr и Hf на адгезионное взаимодействие с обрабатываемым материалом. На основе проведенного анализа свободных энергий образования ΔG^0 карбидов Ti, Zr и Hf с различной нестехиометрией можно сделать следующие выводы: с увеличением стехиометрического коэффициента от 0.6 до 1.0 свободная энергия образования карбида титана изменяется с 165.351 до 211.229 кДж/моль и отличается практически на 22 %. Для карбида циркония свободная энергия образования незначительно отличается от свободной энергии образования карбида титана и соответственно составляет для $ZrC_{0.6}$ – 162.6 кДж/моль, а для $ZrC_{1.0}$ – 221.967 кДж/моль. А для карбида гафния свободная энергия образования $HfC_{0.6}$ составляет 133.433 кДж/моль и отличается от $TiC_{0.6}$ и $ZrC_{0.6}$ ~ на 30 кДж/моль. Изменение свободной энергии образования уменьшается по увеличению периода расположения элементов в таблице Периодической системы Д. Менделеева.

Таким образом, покрытия, на основе TiC включают стехиометрические и нестехиометрические фазы, алмазоподобный углерод. Образование углерода зависит от условий осаждения. Основываясь на Р-Т-Х-диаграммах, можно определить оптимальные параметры осаждения: давления газа Р и температуру подложки Т. Такое описание параметров процесса может быть применено к широкому классу ионно-плазменных установок. Вычисленные и экспериментально определенные составы покрытий при ионно-плазменном осаждении достаточно близки. Так, Р-Т-Х-диаграммы могут быть использованы при получении покрытий с определенными составом и свойствами. Показано, что в качестве покрытия для обработки вязко-пластичных материалов, исходя из термодинамического критерия, целесообразно применять карбиды с возможно меньшим содержанием углеродной фазы. На основе термодинамического критерия выбран ряд составов износостойких покрытий.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Хокинг М., Васантасри В., Сидки П. Металлические и керамические покрытия: Получение, свойства и применение / Пер. с англ. М.: Мир, 2000. – 518 с.
- [2] Schintlmeister W., Pacher O.J. Vac. Sci. and Technol. 1975. N. 12. P. 743.
- [3] Hintermann H.E. Proc. 3rd Intl. Conf. on CVD, Hinsdale, IL, Glaski F.A. (Ed.) Am. Nucl.Soc. 1972. P. 352.
- [4] Мубояджан С.А., Александров Д.А., Горлов Д.С. Ионно-плазменные нанослойные эрозионно-стойкие покрытия на основе карбидов и нитридов // Металлы. 2010. № 5.
- [5] Shanyong Zhang. Titanium carbonitride-based cermets: processes and properties // Materials Science and Engineering, A 163. 1993. P. 141 – 148.
- [6] Быстров Ю.А., Ветров Н.З., Лисенков А.А. Плазмохимический синтез карбида титана на медных подложках // Письма в ЖТФ. Вып. 15. 2011. Том 37. С. 33 – 39.
- [7] Москалев А.П. Влияние покрытий на износ и стойкость инструмента в условиях прерывистого резания // Механіки деформівного твердого тіла. Вип. 11. 2010. С. 221 – 228.
- [8] Самсонов Г.В., Виницкий И.М. Тугоплавкие соединения: Справочник. М.: Металлургия, 1976. – 560 с.
- [9] Холек Х. Двойные и тройные карбидные и нитридные системы переходных металлов: Справ. изд. М.: Металлургия, 1988. – 319 с.
- [10] Синярев Г.Б., Ватолин Н.А., Трусков Б.Г., Моисеев Г.К. Применение ЭВМ для термодинамических расчетов металлургических процессов. М.: Наука, 1982.
- [11] Розанов Л.Н. Вакуумная техника. М.: Высшая школа, 1990. – 320 с.
- [12] Сайдахмедов Р.Х. Ионно-плазменные покрытия на основе нитридов и карбидов переходных металлов с регулируемой стехиометрией. Ташкент: Фан, 2005. – 226 с.
- [13] Фетисов Г.П., Карпман М.Г., Сайдахмедов Р.Х. Ионно-плазменные нестехиометрические покрытия на основе нитридов и карбидов переходных металлов. М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2011. – 220 с.
- [14] Холлэнд Л. Нанесение тонких пленок в вакууме М-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 608 с.
- [15] Турчанин А.Г., Турчанин М.А. Термодинамика тугоплавких карбидов и карбонитридов. М.: Металлургия, 1991. – 362 с.
- [16] Анализ поверхности методами оже- и рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии / Под ред. Д. Бриггса и М. П. Сиха. М.: Мир, 1987. – 598 с.

- [17] Ковалев А. И., Щербединский Г. В. Современные методы анализа поверхности металлов и сплавов. М.: Металлургия, 1989. – 161 с.
- [18] Surface Analysis/ The principal Techniques. Ed. John C. Vickerman. John Wiley & Sons, 1997. – 497 p.

ГУП «Фан ва тараккиёт»
при Ташкентском государственном техническом университете

Дата поступления
14.03.2017

Р.Х. Сайдахмедов, Қ.Қ. Қодирбекова, Г.Р. Саидрахмедова. Титан карбиди асосли ионно-плазма қопламаларнинг таркиби ва хоссалари тадқиқоти

Ti карбиди асосли ион-плазма қопламали тезкесар пўлатларда тадқиқот қилинди. Тадқиқотда реактив газ C_2H_2 парциал босими ва асос ҳарорати кенг диапазонда ўзгартириб борилди. Қопламаларни кимёвий таркиби, электрон ва атом структураси AES, XPS, HREELS усуллари ёрдамида тадқиқ қилинди. Термодинамик критерий ёрдамида қопламанинг материал билан адгезион ўзаро таъсирига баҳо берилди.

R.Kh. Saydakhmedov, K.K. Kadirbekova, G.R. Saidakhmedova. The study of composition and properties of cad coatings on the basis of carbide titanium

In the article CAD (cathode arc deposition) coatings on high-speed steel based on titanium carbides were investigated. The reactive gas (C_2H_2) partial pressure and the substrate temperature varied in a wide range. The chemical composition, atomic and electronic structure of the coatings was investigated by means of AES (Auger-electron spectroscopy), XPS (X-ray photoelectron spectroscopy), HREELS (high electron energy loss spectroscopy) methods. With support of thermodynamic criterion were given assessment on adhesive interaction coating with material.

УДК 677.21.021.2

Р.Ш. СУЛАЙМОНОВ, У.К. КАРИМОВ, Б.Х. МАРУФХАНОВ, Д.Х. УМАРХОДЖАЕВ

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ВОЛОКНА ТРУДНООЧИЩАЕМЫХ СЕЛЕКЦИЙ

В настоящее время на хлопкозаводах республики в основном эксплуатируются однобарабанные прямоточные волокноочистители типа 1ВПУ, состоящие из пыльного цилиндра и колосников, расположенных под ним. Пыльный цилиндр захватывает волокна и протаскивает их по поверхности колосников, где происходит выделение сорных примесей. Очистительный эффект однобарабанного волокноочистителя составляет в среднем 30 – 35 % [1]. Согласно полученным статистическим и экспериментальным данным фактически очистительный эффект волокноочистителя 1ВПУ составляет 22 – 25 %, что на 8 – 10 % ниже по паспорту [1]. Внедрение модернизированных колосниковых решеток повышало очистительный эффект и улучшало качество волокна в среднем на 3 – 5 % [2].

Увеличение объема посевов трудноочищаемых селекций (С-6524, Ан-Баявут-2, Порлок и т.д.) и машинный сбор хлопка-сырца требуют повышения очистительного эффекта на конечных стадиях очистки.

Однобарабанные волокноочистители не обеспечивают достаточное выделение трудноудаляемых сорных примесей из волокна, т.е. необходимый очистительный эффект. Для устранения этих недостатков и повышения качества волокна, полученного из трудноочищаемых селекций, и хлопка-сырца машинного сбора нами создан двухбарабанный волокноочиститель с модернизированными колосниковыми решетками и направителем (рисунок). Он включает подводящий 1 и отводящий 2 патрубки, направители 3 и 6, нож-отсекатель 4, пыльные цилиндры 5 и 7, кожух 8, колосниковые решетки 9 и 10 жалюзийные решетки 11, сорная камера 12, притирочные щетки 13 и 14.

Волокно, транспортируемое воздушным потоком от джина (на рисунок не показан), через подводящий патрубок 1 поступает к приемному пыльному цилиндру 5, захватывается его зубьями и закрепляется на них щеткой 14, затем протрещивается по ходу движения по колосниковой решетке 10, в процессе чего выделяются сорные примеси. Под действием центробежной силы волокно от первого пыльного цилиндра 5 набрасывается на второй пыльный цилиндр 7, где процесс повторяется. Направитель 3 устраняет транзит неочищенного волокна между ножом-отсекателем 4 и пыльным цилиндром 5.

Для экспериментальных исследований был изготовлен стендовый образец двухбарабанного волокноочистителя и установлен в технологической линии очистки волокна в лабораторном корпусе АО “Paxtasanoat ilmiy markazi”.

Для изучения 2-барабанного волокноочистителя, определения его очистительного эффекта и сравнительной оценки с однобарабанным идентичные испытания проводились на стенде с одним и двумя барабанами. Эксперименты проводились на трудноочищаемой разновидности хлопка-сырца селекции Порлок-4, 1-го сорта 1-го класса с исходной влажностью 8.65 % и засоренностью 7.23 %. В ходе испытаний отбирались образцы хлопка-сырца исходного и с лотка джина, образцы волокна до и после волокноочистителя, отходы волокноочистителя, которые анализировались на влажность, засоренность, фракционный состав и содержание волокна в отходах согласно существующей методике [3]. Результаты экспериментов приведены в таблице.

Как установлено, при исходной средней влажности 8.65 % и засоренности 7.23 % хлопка-сырца селекции Порлок-4 массовая доля пороков и сорных примесей в волокне после джина составляет в среднем 4.39 %, а после однобарабанного волокноочистителя в среднем – 3.15 %. При этом очистительный эффект составлял в среднем 28.25 %, а содержание волокна в отходах – 13.81 %.

При испытании 2-барабанного прямоточного волокноочистителя с модернизированными колосниковыми решетками и направителем массовая доля пороков и сорных примесей в волокне после джина составляла – 4.39 %, а после волокноочистителя в среднем – 2.58 %. При этом очистительный эффект достигал в среднем 41.23 %, а волокнистость отходов – 12.16 %. По фракциям интенсивно удалялись крупный и мелкий сор, улюк, кожа с волокном (см. таблицу).

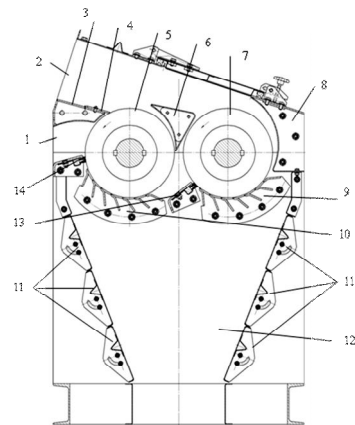


Схема 2 – барабанного прямоточного волокноочистителя: 1, 2 – подводящий и отводящий патрубки; 3, 6 – направляющие; 4 – нож-отсекатель; 5, 7 – пыльные цилиндры; 8 – кожух; 9, 10 – колосниковые решетки; 11 – жалюзийные решетки; 12 – сорная камера; 13, 14 – притирочные щетки

Результаты сравнительных испытаний волокноочистителей с одним и двумя барабанами

№ п/п	Показатели	Количество барабанов, шт.	
		1	2
1	Хлопка-сырца: - селекция - сорт - класс - влажность, % - засоренность, %	Порлок - 4 1 2 8.65 7.23	Порлок - 4 1 2 8.65 7.23
2	На лотке джина: - засоренность, %	1.62	1.62
3	Волокна после джина: - массовая доля пороков и сорных примесей, % в т.ч.: - крупный сор, % - мелкий сор, % - улюк, % - кожа с волокном, %	4.39 1.7 0.52 1.73 0.44	4.39 1.7 0.52 1.73 0.44
4	Волокна после волокноочистителя: - массовая доля пороков и сорных примесей, % в т.ч.: - крупный сор, % - мелкий сор, % - улюк, % - кожа с волокном, %	3.15 1.2 0.34 1.25 0.36	2.58 0.93 0.3 1.11 0.24
5	Очистительный эффект, %	28.25	41.23
6	Содержание волокна в отходах, %	13.81	12.16

Как показывает анализ результатов экспериментов (см. таблицу), очистительный эффект 2-барабанного волокноочистителя составляет в среднем 41.23 %, что выше, чем у однобарабанного на 12.98 %, а содержание волокна в отходах меньше, чем у однобарабанного на 1.65 %. При этом повышается интенсивность выделения сорных примесей за счет прочесывания и более эффективного ударного воздействия при протряхивании по колосниковой решетке.

Результаты экспериментов показывают, что предлагаемый 2-барабанный волокноочиститель значительно эффективнее серийного для очистки волокна трудноочищаемых разновидностей хлопка-сырца машинного сбора, обеспечивая качественные показатели конечной продукции.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Справочник по первичной обработке хлопка. Книга 1. Ташкент: Мехнат, 1994. – 573 с.
- [2] Сулаймонов Р.Ш., Мухаммадиев Д.М., Ахмедов Д.А., Ибрагимов Ф.Х. Анализ работоспособности волокноочистителя с модернизированной колосниковой решеткой // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2014. № 3 – 4. С. 115 – 118.
- [3] Максудов И.Т., Нуралиев А.Н. Сборник инструкций и методик по техническому контролю и оценке качества хлопка-сырца и продукции его переработки в хлопкоочистительной промышленности. Ташкент: Мехнат, 1992. – 340 с.

АО «Paxtasanoat ilmiy markazi»

Дата поступления
17.03.2017

Р.Ш. Сулаймонов, У.Қ. Каримов, Б.Х. Маруфханов, Д.Х. Умарходжаев. Қийин тозаланувчан селекцияли пахта толасини тозалаш самарадорлигини ошириш

Таdqиқот ишлари қийин тозаланувчан пахта толасини тозалашда икки барабанли тола тозалагичдан фойдаланиш мақсадга мувофиқ эканлигини кўрсатди. Тола тозалагичнинг такомиллаштирилган модели таклиф этилди ва лаборатория шароитида синовдан ўтказилди.

R.Sh. Sulaymonov, U.Q. Karimov, B.H. Marufhanov, D.H. Umarhodjaev. Improving the efficiency of fiber cleaning of hard-to-clean selections

Studies have shown the advantages of using a 2-reel fiber cleaner for cleaning fibers of hard-to-clean varieties of cotton. A modernized fiber wiper model has been proposed and tested in the laboratory.

РАСПРОСТРАНЕНИЕ УДАРНОГО ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОТАРАНЕ СТРОИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА

Гидравлический удар можно рассматривать как частный случай одномерного неустановившегося движения жидкости [1 – 3]. Если при движении воды или другой капельной жидкости в трубопроводе резко изменить скорость течения (закрыть или открыть задвижку, выключить насос и пр.), то в трубопроводе возникает гидравлический удар, вызванный изменением давления. Иногда такой вызывает даже разрушение трубопровода.

Долгое время гидравлический удар наносил большой вред трубопроводам для воды, нефти и других жидкостей. Однако гидравлический удар может приносить не только вред, но и пользу. На основе этого явления, в частности, создан специальный насос, называемый гидравлическим тараном (рис. 1)

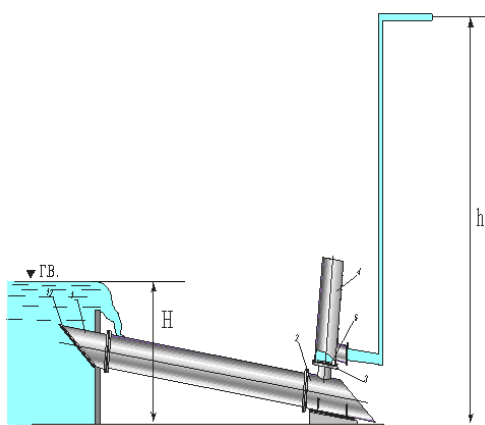


Рис. 1. Гидравлический таран

Физическую картину явлений, возникающих при закрытии задвижки на трубопроводе, можно представить следующим образом. После закрытия задвижки не вся масса жидкости прекращает течение мгновенно. Вначале прекращает движение слой жидкости, непосредственно соприкасающийся с шибером задвижки. Затем последовательно прекращают движение слои жидкости на увеличивающемся со временем расстоянии от задвижки. При этом уплотняется (сжимается) ранее остановившаяся масса жидкости, и в результате повышения давления несколько расширяется труба. Вследствие этих обстоятельств в трубу входит дополнительный объем жидкости.

Граница области повышенного давления будет распространяться по трубопроводу в направлении, противоположном первоначальному движению жидкости; с течением времени волна повышенного давления достигает начального сечения трубопровода. Если имеется резервуар большой емкости (см. рис. 1), так что уровень жидкости в нем можно полагать неизменным, то давление в начальном сечении будет сохраняться примерно постоянным т.е. $p_e = \text{const}$.

Для описания физического смысла гидравлического удара составим уравнение импульсов для массы жидкости, находящейся в трубопроводе на участке l – длины трубы от тарана до задвижки, в проекциях на ось движения (пренебрегая сопротивлениями)

$$m(\vartheta_{\text{кон}} - \vartheta_{\text{нач}}) = P\Delta t, \quad (1)$$

где масса $m = \rho\omega l$; конечная скорость $\vartheta_{\text{кон}} = 0$; начальная скорость $\vartheta_{\text{кон}} = \vartheta_{\text{нач}}$; ω – площадь поперечного сечения.

Результирующая сила:

$$P = P_1 - P_2 = p\omega - (p + \Delta p)\omega = -\omega\Delta p. \quad (2)$$

Время первой фазы:

$$\Delta t = \frac{l}{c},$$

где c – скорость распространения гидравлического удара. Итак, получим

$$-\rho\omega l\vartheta = -\omega\Delta p \frac{l}{c}$$

Отсюда можно получить основную формулу Жуковского:

$$\Delta p = \rho\vartheta c. \quad (3)$$

Для практического использования формулы находим скорость распространения гидравлического удара c . Определим ее сначала для случая, когда упругостью стенок трубы, считая трубу

абсолютно жесткой, можно пренебречь. Воспользуемся уравнением кинетической энергии

$$\frac{m(\vartheta_{\text{кон}}^2 - \vartheta^2)}{2} = \int_0^{\Delta l} P dl. \quad (4)$$

Левая часть равенства определяется так:

$$\frac{m(\vartheta_{\text{кон}}^2 - \vartheta^2)}{2} = \frac{\rho \omega l (0 - \vartheta^2)}{2} = -\rho \omega l \frac{\vartheta^2}{2}.$$

Правая часть $\int_0^{\Delta l} P dl$ представляет собой работу внешних сил, действующих на массу жидкости – m . В данном случае имеем две силы: силу давления со стороны задвижки (силу Pl), работа которой A_1 равна нулю, так как перемещение площадки $dl=0$, и силу давления P_2 на площадку у входного нагнетательного канала. Эта сила изменяется от нуля до $\Delta p \omega$, и ее работа $A_1=0.5\Delta p \omega \Delta l$, (работа на камере тарана – пути сжатия цилиндрической массы жидкости в трубе). Итак,

$$\int_0^{\Delta l} P dl = \frac{\Delta p \omega \Delta l}{2} -$$

результатирующее уравнение энергии, которое запишется так:

$$-\frac{\rho \omega l c^2}{2} = \frac{\Delta p \omega \Delta l}{2}.$$

Отсюда

$$\Delta p = -\rho \vartheta^2 \frac{l}{\Delta l} = \frac{\rho \vartheta^2}{-(\Delta l / l)}, \quad (5)$$

где $\Delta l / l$ – относительное сжатие жидкости. По закону Гука при сжатии $-\frac{\Delta l}{l} = \frac{\Delta p}{K}$.

где K – модуль упругости тела (в данном случае модуль упругости жидкости).

Сделав подстановку в предыдущее равенство, получим выражения для ударного давления (5)

$$\Delta p = \frac{\rho \vartheta^2}{-(\Delta l / l)} = \frac{\rho \vartheta^2}{\Delta p / K} = \frac{\rho \vartheta^2 K}{\Delta p},$$

откуда

$$\Delta p^2 = \rho \vartheta^2 K \quad \text{или} \quad \Delta p = \vartheta \sqrt{\rho K}. \quad (6)$$

Сопоставляя (2) и (4), получаем $\rho \vartheta c = \vartheta \sqrt{\rho K}$ и, следовательно, скорость распространения гидравлического удара (ударной волны) равна:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}. \quad (7)$$

Заметим, что скорость звука определяется по аналогичной формуле $a = \sqrt{K/\rho}$ и, следовательно, скорость ударной волны равна скорости звука.

Рассмотрим ударное давление для гидравлической жидкости, модуль упругости которой $K=19.62 \cdot 10^8$ Па, а плотность $\rho=900$ кг/м³, поэтому для гидравлических жидкостей:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} = \sqrt{\frac{19.62 \cdot 10^8}{900}} = 1476.48231 \text{ м/с}.$$

Теперь можно определить Δp по формуле (2)

$$\Delta p = \rho \vartheta c = \rho \vartheta \sqrt{\frac{K}{\rho}}$$

или, разделив на ρg , получим в метрах

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{\vartheta c}{g}.$$

Рассмотрим ударное давление, происходящее во внутренней цилиндрической части тарана. Допустим плотность жидкости $\rho=900 \text{ кг/м}^3$, и скорость распространения ударной волны $c=1476.48231 \text{ м/с}$, тогда ударное давление будет $\Delta p=91.3 \cdot 10^6 \text{ Па}$. А при этом за ударной волной появляются зоны пониженного давления (рис. 2).

Если учесть упругость материала стенок трубы, то скорость распространения ударной волны будет меньшей. Это объясняется тем, что при увеличении внутреннего давления в трубе (вследствие гидравлического удара) стенки трубы растягиваются и площадь поперечного сечения увеличивается на $\Delta \omega$ [4]. Поэтому на участке длиной l (см. рис. 2) внутренний объем трубы увеличивается на $\Delta \omega l$.

Это пространство заполняется жидкостью, и кажущееся значение сжатия увеличивается, а наблюдаемый модуль упругости K_0 уменьшается, следовательно, и скорость ударной волны уменьшится до значения

$$c = \sqrt{\frac{K_0}{\rho}}, \quad (8)$$

где K_0 – модуль упругости. Для вычисления модуля упругости воспользуемся формулой Кортвега:

$$\frac{1}{K_0} = \frac{1}{K} + \frac{D}{\delta \varepsilon}, \quad (9)$$

откуда

$$K_0 = \frac{K}{1 + \left(\frac{K}{\varepsilon}\right)\left(\frac{D}{\delta}\right)}.$$

Здесь K – модуль упругости данной жидкости; D – диаметр нагнетательного канала (трубы); ε – модуль упругости материала стенок трубы; δ – толщина стенок [5]. Сделав подстановку в (7), получим формулу для скорости распространения гидравлического удара [5]:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho \left(1 + \frac{K}{\varepsilon} \frac{D}{\delta}\right)}} = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K}{\varepsilon} \frac{D}{\delta}}} \quad (10)$$

$$\text{Или при } \sqrt{\frac{K}{\rho}} \approx 1476.48231 \text{ м/с, } c = \frac{1476.48231}{\sqrt{1 + \frac{K}{\varepsilon} \frac{D}{\delta}}}.$$

Далее находим формулу для ударного давления Δp :

$$\Delta p = \rho \vartheta c = \frac{1476.48231 \rho \vartheta}{\sqrt{1 + \frac{K}{\varepsilon} \frac{D}{\delta}}}. \quad (11)$$

Для трубы гидротарана [5] $\left(\frac{K}{\varepsilon} = 0.1\right)$, $\frac{D}{\delta} = 1750$. Тогда

$$\Delta p = \frac{1476.48231 \rho \vartheta}{\sqrt{1 + 0.1 \cdot 1750}} \approx 111 \rho \vartheta.$$

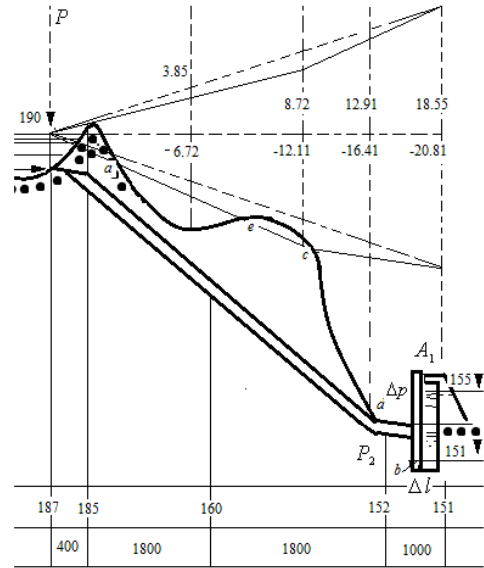


Рис. 2. Линия распределения давления при закрытии задвижки

В частности, если $\beta=2\text{м/с}$ и $\rho=900\text{ кг/м}^3$, то скорость ударной волны $c=111\text{ м/с}$, ударное давление $\Delta p=1.5 \cdot 10^5\text{ Па}=150\text{ КПа}$.

Гидравлический удар, происходящий в трубе гидротарана, повышается, и влияет под высоким давлением (5-кратным давлением) (рис. 2).

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Аронович Г. В. Гидравлический удар и уравнительные резервуары. М.: Наука, 1968. – 248 с.
- [2] Киселев П. Г. Гидравлика и основы механики жидкости. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
- [3] Нишонов Ф. Х., Жураев У. У. Математическая модель гидравлического удара в трубопроводах жилых комплексов // «Иқтисодиёт тармоқларининг ривожланишини таъминловчи фан, таълим ҳамда модернизациялашган энергия ва ресурстежамкор технологиялар, техника воситалари муоммолари, ечимлар, истикболлар» Республика илмий-техник анжумани материаллари. 2-қисм. Жиззах, 2016. С. 70 – 75.
- [4] Нишонов Ф. Х., Зокиров Ж. А. Моделирование гидравлического импульса и гидравлического удара // «Иқтисодиёт тармоқларининг ривожланишини таъминловчи фан, таълим ҳамда модернизациялашган энергия ва ресурстежамкор технологиялар, техника воситалари муоммолари, ечимлар, истикболлар» Республика илмий-техник анжумани материаллари. 2-қисм. Жиззах, 2016. С. 82 – 87.
- [5] Нишонов Ф. Х., Якубов К. А., Джураев А. Х. Влияние физических свойств жидкости на характер параметров гидравлического удара и импульса // Архитектура ва қурилиш соҳаларида инновацион технологияларни қўллаш истқболлари. Халқаро илмий -техник конференция материаллари. Самарқанд, 27-28 май 2016. С. 6 – 9.

НИИ ирригации и водных проблем
при Ташкентском институте ирригации и мелиорации

Дата поступления

F.X. Nishonov. Distributions of shock pressure in hydro allocator a building complex
In article process of hydraulic blow at movement of a hydraulic liquid in hydro allocator is considered. The analytical formula for definition of speed of distribution of a shock wave and shock pressure is resulted.

Ф.Х. Нишонов. Қурилиш тизимидаги гидротаранда зарба босими тарқалиши
Мақолада гидротаранда ҳаракатланувчи гидравлик суюқликнинг ҳаракат қонунияти ўрганилиб, гидравлик зарбанинг тарқалиш тезлиги ва зарба босимини топиш учун аналитик формулалар берилади.

УДК 539.3

Р.Б. ХУСАИНОВ

АНАЛИЗ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОДЗЕМНОГО ТРУБОПРОВОДА ПРИ УПРУГОМ И ВЯЗКОУПРУГОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯХ С ГРУНТОМ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ

На сегодняшний день актуальными задачами являются исследование НДС системы подземных трубопроводов, их расчет на сейсмические воздействия при учете основных факторов взаимодействия в системе «сооружение – грунт», а также расчет подземных трубопроводов, расположенных в водонасыщенных грунтах. Во влажных грунтах взаимодействие между трубой и грунтом принято вязкоупругим.

Как известно, структура грунта является очень сложной. Многие исследования и эксперименты в области механики грунтов показали, что при вибрации грунт обладает вязким свойством. Исходя из этого, при землетрясении на подземные трубопроводы действует не только упругое, но и вязкое сопротивление. Учёт вязкости взаимодействия позволяет более точно определить напряженно-деформированное состояние подземного трубопровода. В работах А.Х.Маткаримова [1] впервые использована вязкая составляющая взаимодействия.

А.Х. Маткаримовым [1] решена задача НДС трубопровода при вязкоупругом взаимодействии в системе «труба – грунт» методом Фурье и получены графики максимальных значений напряжений, зависящие от податливой стыковки. В данной статье решена та же задача на основе использования конечно-разностного метода, получены графики перемещений и напряжений при разных граничных условиях. Подробным анализом полученных результатов выявлена разница между упругим и вязкоупругим взаимодействиями.

Рассмотрим задачу о продольных колебаниях стального подземного трубопровода, расположенного во влажном грунте, при линейно-вязкоупругом взаимодействии в системе «труба – грунт» [1]. Имеем следующее дифференциальное уравнение:

$$-\rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EF \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - 2\pi R \left(k_x (u - u_0) + \frac{\mu_x}{H} \left(\frac{\partial u}{\partial t} - \frac{\partial u_0}{\partial t} \right) \right) = 0, \quad (1)$$

где E – модуль Юнга материала трубы; ρ – плотность материала трубы; F – площадь поперечного сечения трубы; R – наружный радиус трубы; k_x – коэффициент равномерного сдвига трубопровода относительно грунта; μ – коэффициент вязкости взаимодействия; H – глубина заложения; u – абсолютное продольное перемещение трубы; u_0 – перемещение грунта при землетрясении.

Начальные условия имеют следующий вид:

$$u|_{t=0} = 0 \text{ и } \frac{\partial u}{\partial t}|_{t=0} = 0. \quad (2)$$

Решим задачу при нижеследующих граничных условиях:

а) оба конца трубопровода жестко закреплены:

$$u|_{x=0} = 0 \text{ и } u|_{x=l} = 0, \quad (3)$$

б) левый конец жестко закреплён, а правый свободен:

$$u|_{x=0} = 0 \text{ и } \frac{\partial u}{\partial x}|_{x=l} = 0, \quad (4)$$

в) оба конца трубопровода упруго закреплены:

$$EF \frac{\partial u}{\partial x}|_{x=0} = k_1 u|_{x=0} \text{ и } EF \frac{\partial u}{\partial x}|_{x=l} = -k_2 u|_{x=l}, \quad (5)$$

д) левый конец упруго закреплён, а правый свободен:

$$EF \frac{\partial u}{\partial x}|_{x=0} = k_1 u|_{x=0} \text{ и } \frac{\partial u}{\partial x}|_{x=l} = 0, \quad (6)$$

е) левый конец упруго закреплён, а правый жестко закреплён:

$$EF \frac{\partial u}{\partial x}|_{x=0} = k_1 u|_{x=0} \text{ и } u|_{x=l} = 0, \quad (7)$$

$k_1=k_2$ – коэффициенты жесткости упруго закреплённых концов.

Закон перемещения грунта при землетрясении принимаем в виде

$$u_0 = A \sin \omega t, \quad (8)$$

где $\omega=2\pi/T$; A , ω , T – соответственно амплитуда, частота и период колебаний.

Перейдем к безразмерным параметрам

$$u = \bar{u} \cdot D \quad x = \bar{x} \cdot l, \quad t = \bar{t} \cdot t_0.$$

Тогда уравнение (1) будет иметь следующий вид:

$$\frac{\rho F D}{t_0^2} \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{t}^2} - \frac{E F D}{l^2} \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} + \pi D \frac{\mu_x D}{H t_0} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{t}} + \pi D k_x D \bar{u} = \pi D A \left(\frac{\mu_x \omega}{H} \cos(\omega t_0 \bar{t}) + k_x \sin(\omega t_0 \bar{t}) \right). \quad (9)$$

Уравнение (9) с учетом $\frac{\rho l^2}{E t_0^2} = 1$, $t_0^2 = \frac{\rho l^2}{E}$ имеет вид

$$\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{t}^2} - \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\pi D \mu_x t_0}{\rho H F} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{t}} + \frac{\pi D k_x t_0^2}{\rho F} \bar{u} = \frac{\pi A t_0^2}{\rho F} \left(\frac{\mu_x \omega}{H} \cos(\omega t_0 \bar{t}) + k_x \sin(\omega t_0 \bar{t}) \right). \quad (10)$$

Для решения уравнения (10) используем метод конечных разностей [3].

$$\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{t}^2} \approx \frac{\bar{u}_i^{j+1} - 2\bar{u}_i^j + \bar{u}_i^{j-1}}{\tau^2}, \quad \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} \approx \frac{\bar{u}_{i+1}^j - 2\bar{u}_i^j + \bar{u}_{i-1}^j}{h^2}, \quad \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{t}} \approx \frac{\bar{u}_i^{j+1} - \bar{u}_i^{j-1}}{2\tau}. \quad (11)$$

Здесь τ – шаг по времени, который должен удовлетворять условию Куранта $\tau \leq h/4$ [3, 4].

Графики перемещений и напряжений по времени, координате и вязкости получены при следующих механических и геометрических параметрах подземного трубопровода и грунта: $E=2 \cdot 10^6$ кГ/см²; $F=2\pi R\delta$ см²; $\delta=1$ см; $R=25$ см; $m=\rho F$ кГс²/см²; $T=0.3$ с; $\rho=8 \cdot 10^{-6}$ кГс²/см⁴; $l=10000$ см; $A=0.4$ см; $k_x=1.5$ кГ/см³; $\mu=0-3$ кГс/см². $k_1=k_2=23.12 \cdot 10^4$ кГ/см.

На рис. 1 приведены сравнительные данные работы [1] с результатами исследований, полученными численным методом.

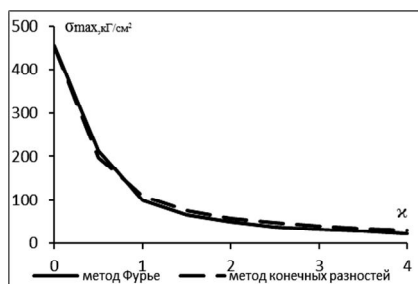


Рис. 1. Изменение максимального напряжения в зависимости от коэффициента жесткости: $x=EF/l$, $\mu=0$, $k=k_1=k_2$

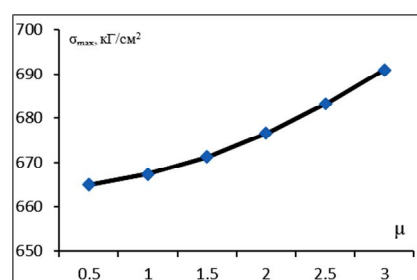


Рис. 2. Изменение максимального значения напряжения в зависимости от коэффициента вязкости взаимодействия ($x=0$)

Как установлено, результаты аналитического и численного решений отличаются незначительно и графики совпадают. С уменьшением k максимальное значение продольного напряжения тоже уменьшается: сначала быстро до $k=EF/l$, а затем медленно, стремясь к нулю. Отсюда напрашивается следующий вывод: если уменьшить коэффициент упругости в стыках, то максимальное значение напряжения уменьшит в несколько раз, что позволит нам долгое время эксплуатировать подземные трубопроводы без каких-либо аварий.

Из рис. 2 видно, что максимальное продольное напряжение повышается с увеличением коэффициента вязкости взаимодействия.

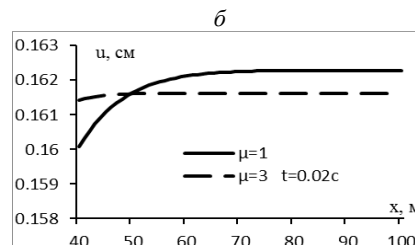
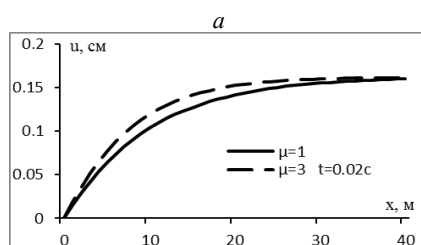


Рис. 3. Изменение продольного перемещения вдоль трубопровода при разных значениях коэффициента вязкости взаимодействия при $x=0-40$ м (а) и $x=40-100$ м (б)

Из рис. 3, а и б видно, что при $t=0.02$ с перемещения возрастают быстрее при $\mu=3$ кГс/см², чем при $\mu=1$ кГс/см². На достаточном расстоянии от закрепленного конца ситуация меняется. На жестко закреплённом конце трубопровода, расположенного в грунте с вязкими свойствами, перемещения увеличиваются при увеличении коэффициента вязкости взаимодействия. Точно также увеличивается максимальное значение продольного напряжения (рис. 4, а и б).

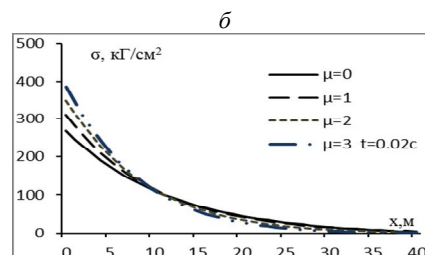
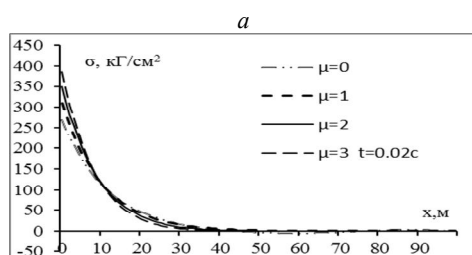


Рис. 4. Изменение продольного напряжения по координате при разных значениях коэффициента вязкости взаимодействия

Рис. 4, а и б подтверждает ранее известные последствия сильных землетрясений – разломы подземных трубопроводов вблизи жесткого закрепления. Если взаимодействие подземного трубопровода с грунтом вязкоупругое, то продольное напряжение на закрепленном конце увеличивается с увеличением коэффициента вязкости взаимодействия.

Таким образом, при расчёте продольных колебаний подземного трубопровода в грунтах с вязкими свойствами амплитуда колебаний больше, чем в грунтах с упругими свойствами.

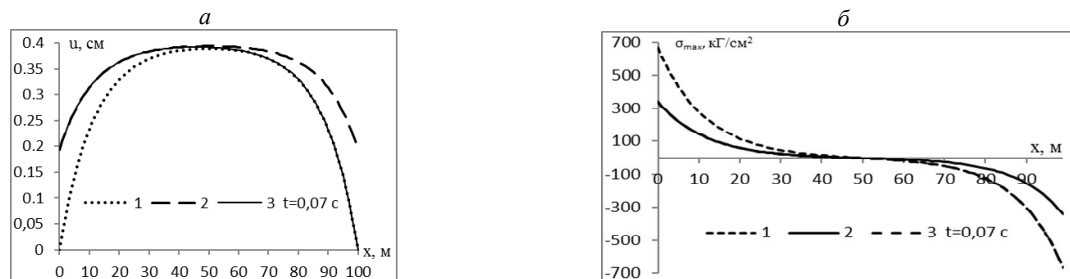


Рис. 5. Изменение продольного перемещения (а) и продольного напряжения (б) по координате: 1 – оба конца жестко закреплены; 2 – оба конца упруго закреплены; 3 – левый конец упруго закреплен, а правый конец жестко закреплён

На рис. 5, а и б показаны продольное напряжение и перемещение для пяти различных граничных условий. Из рис. 5, а видно, что в случае, когда оба конца трубопровода упруго закреплены, максимальное перемещение намного меньше, чем у трубопровода с жёсткими закреплениями. Из рис. 5, б видно, что максимальное значение продольного напряжения будет в случае, когда левый конец трубопровода упруго закреплён, а правый жестко закреплён. В этом случае на правом конце напряжения почти в два раза больше, чем на левом конце.

Таблица 1

Максимальные значения продольных напряжений при различных граничных условиях

Показатель	Максимальное значение продольного напряжения			
Граничные условия	$\mu=0$	$\mu=1$	$\mu=2$	$\mu=3$
$u _{x=0} = 0$ и $u _{x=l} = 0$	664.0688	667.2116	676.4465	690.9715
$u _{x=0} = 0$ и $\frac{\partial u}{\partial x} _{x=l} = 0$	664.312	667.4095	676.5312	690.9299
$EF \frac{\partial u}{\partial x} _{x=0} = k_1 u _{x=0}$ и $EF \frac{\partial u}{\partial x} _{x=l} = -k_2 u _{x=l}$	342.7395	343.755	346.7102	351.2727
$EF \frac{\partial u}{\partial x} _{x=0} = k_1 u _{x=0}$ и $\frac{\partial u}{\partial x} _{x=l} = 0$	342.8092	343.8086	346.7301	351.257
$EF \frac{\partial u}{\partial x} _{x=0} = k_1 u _{x=0}$ и $u _{x=l} = 0$	664.1865	667.3099	676.495	690.9613

В табл. 1 показано максимальное продольное напряжение подземного трубопровода при разных значениях коэффициента вязкости для разных граничных условий. Как установлено, с увеличением вязкости взаимодействия продольное напряжение увеличивается. Результаты показывают, что вид закрепления стыков и колодцев имеет важное значение для уменьшения максимального продольного напряжения подземного трубопровода.

Таблица 2

Значения продольного напряжения в зависимости от периоды колебания грунта

Показатель	Максимальное значение продольного напряжения			
Период колебания	$\mu=0$	$\mu=1$	$\mu=2$	$\mu=3$
$T=0.1, A=0.4$	681.0636667381	696.8136104633	760.5710169105	839.7858614437
$T=0.2, A=0.4$	665.4491610915	672.0949961552	691.8760899041	721.2328739723
$T=0.3, A=0.4$	664.0688091956	667.2115543658	676.4465045266	690.9714989743
$T=0.4, A=0.4$	663.7008573841	665.4775019683	670.7672114062	679.2879860582
$T=0.5, A=0.4$	663.5307198980	664.6704191913	668.0849284091	673.6504304567
$T=0.6, A=0.4$	663.4384007032	664.2308030481	666.6131725101	670.5221145734

В табл. 2 показано максимальное продольное напряжение подземного трубопровода при разных значениях коэффициента вязкости для разных значений периода колебаний грунта.

Таблица 3

Значения продольного напряжения в зависимости от амплитуды колебания грунта

Показатель	Максимальное значение продольного напряжения			
Период колебания	$\mu=0$	$\mu=1$	$\mu=2$	$\mu=3$
$T=0.4, A=0.1$	165.925214346	166.369375492	167.691802851	169.821996515
$T=0.4, A=0.2$	331.850428692	332.738750984	335.383605703	339.643993029
$T=0.4, A=0.3$	497.775643038	499.108126476	503.075408555	509.46598954
$T=0.4, A=0.4$	663.700857384	665.477501968	670.767211406	679.287986058
$T=0.4, A=0.5$	829.62607173	831.84687746	838.459014258	849.109982573
$T=0.4, A=0.6$	995.551286076	998.216252952	1006.15081711	1018.93197909

В табл. 3 показано максимальное продольное напряжение подземного трубопровода при разных значениях коэффициента вязкости и разных значениях амплитуды колебания грунта. Как видно, из табл. 2 и 3, с увеличением амплитуды и с уменьшением периода колебаний грунта максимальное продольное напряжение в трубопроводе увеличивается. Результаты показывают, что вид закрепления стыков и колодцев имеет большое значение при уменьшении максимального продольного напряжения подземного трубопровода.

Полученное максимальное значение продольного напряжения не превышает допускаемое нормальное напряжение, равное для стали $[\sigma]=1900 \text{ кГ/см}^2$ [2].

Проведен анализ численных результатов по определению влияния параметров вязкоупругости взаимодействия стального трубопровода с суглинком. Анализ численных результатов свидетельствует о существенном влиянии вязкоупругого взаимодействия на НДС подземных трубопроводов. В рассмотренных примерах разница между результатами упругих и вязкоупругих решений – 10 – 15 %.

Ещё одним результатом работы является использование метода конечных разностей при решении задач сейсмики трубопроводов с учётом вязкости взаимодействия, а также более сложных задач для разработки новых нормативных документов по сейсмостойкому строительству [5].

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Рашидов Т., Маткаримов А.Х. Уравнения сейсродинамики сложных систем вязкоупругих подземных сооружений, уложенных в вязкоупругом грунте. «Изв. АН УзССР». Серия техн. наук. 1970. № 12. С. 12 – 19.
- [2] Качурин В.К. (ред.), Беляев Н.М., Белявский Л.А., Кипнис Я.И. и др. Сборник задач по сопротивлению материалов. М.: Наука, 1970. – 432 с.
- [3] Самарский А.А. Теория разностных схем. М.: Наука, 1989. – 656 с.
- [4] Бекмирзаев Д.А. Задачи сейсродинамики подземных трубопроводов при нелинейном взаимодействии с грунтом // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2014. № 1. С. 13 – 18.
- [5] КМК 2.01.03-96. Строительство в сейсмических районах. Госкомархитектстрой РУз. Ташкент, 1996. С. 51 – 66.

Институт сейсмостойкости сооружений АН РУз

Дата поступления
12.05.2017

Р.Б. Хусаинов. Турли чегаравий шартларда ер ости қувурининг грунт билан эластик ва ёпишқоқ-эластик ўзаро таъсиридаги бўйлама тебранишини таҳлили

Сейсмик қучланиш таъсиридаги ер ости қувурининг бўйлама тебраниш масалалари кўрилган. Ер ости қувурининг грунт билан ёпишқоқ-эластик ўзаро таъсиридаги бўйлама тебраниш тенгламаси келтирилган ва у чекли айирмалар усулида ечилган. Олинган натижалар график кўринишида келтирилган.

R.B. Khusainov. Analysis of the longitudinal oscillation of the underground pipeline under elastic and viscoelastic interactions with the soil for various boundary conditions

The problems of longitudinal oscillations of an underground pipeline under seismic loading are considered. The equation of oscillations of an underground pipeline with a viscoelastic interaction is obtained, which is solved by the method of finite differences. The results of the solution are shown in the form of graphs.

ХРОНИКА

Р.Д.МАТЧАНОВ

О МОНОГРАФИИ «ОДНОРАЗОВЫЙ МАШИННЫЙ СБОР ХЛОПКА И ЕГО ПРОБЛЕМЫ»

В условиях рыночной экономики хлопкоуборочная машина должна за один проход без потерь убирать выращенный урожай хлопка-сырца. Показатели качества машинной уборки определяются комплексом факторов, связанных с агрофоном хлопкового поля, подготовленного под машинный сбор, конструктивными параметрами хлопкоуборочной машины и энергетического средства.

Зона хлопководства Узбекистана расположена в области рискованного земледелия, где часто определяющим для одnorазового сбора урожая является фактор погоды. Основной задачей ученых, конструкторов, работников аграрного сектора является изыскание агротехнических приемов и технических решений по стимулированию развития агрофона хлопкового поля с тем, чтобы к моменту уборки гарантировать полное раскрытие коробочек хлопчатника. Это является одним из основных требований для качественной работы хлопкоуборочных машин.

На развитие хлопчатника негативное влияние оказывают вредители и болезни растений, а также сорняки. Для ускоренного раскрытия коробочек хлопчатника производится дефолиация.

Большую помощь ученым, конструкторам и производственникам может оказать монография проф. Р.Д. Матчанова «Защита растений в системе «Культура–вредитель–препарат–машина»», опубликованная Издательством «Фан» АН РУз в 2016 г. В монографии в сжатой доходчивой форме дается информация об основных культурных растениях, возделываемых в Узбекистане, описываются наиболее опасные вредители, болезни и сорняки, которые снижают урожаи сельскохозяйственных культур, в том числе хлопчатника. Рассматриваются основные факторы, влияющие на качество процесса сбора хлопка, связанные с агрофоном хлопкового поля, конструктивными особенностями хлопкоуборочной машины и энергетического средства. Описывается аналитическая модель качества технологического процесса сбора хлопка машиной. Приводятся сведения о новых химических, биологических и других препаратах, используемых для защиты растений. Излагаются наиболее эффективные меры борьбы с вредителями, болезнями и сорняками. Информирование о последних разработках новых опрыскивателей и опыливателей, которые могут оказать существенную пользу для формирования агрофона хлопкового поля под машинную уборку хлопка-сырца.

УСТОЗЛАР ХОТИРАСИ ВА САБОҚЛАРИ

Шу йилнинг 24 май куни ЎзР ФА М.Т.Ўрозов номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтининг дунёга танилган номини қайта тикланиши муносабати билан Механика муаммолари – Ўзбекистон журнали тахририяти ташаббуси ҳамда Институт раҳбарияти томонидан “Устозлар хотираси ва сабоқлари” мавзусида тадбир ташкил этилди.

Истиқлолни қўлга киритган Ўзбекистон халқи ўзининг қадимий тарихини бор бўйи билан, ҳолисона англаб етиши, улуғ аждодларимизнинг қолдирган меросини чуқур ўрганиб, дунёга танитиш имкониятига эга бўлди ва ҳозиргача эътиборга лойиқ қатор илмий ишларни амалга оширди.

Ўтганларни хотирлаш ва уларнинг руҳини шод этиш, тирикларни эъзозлаш ва қадрига етиш инсонларга хос фазилат. Зеро, “Ўтмишсиз келажак йўқ”. Юртимизда анъанавий нишонланадиган алоҳида эътибор қаратиладиган кунлардан бири “Хотира ва қадрлаш куни” дир. Шу муносабат билан Ватан равнақи ва халқимизнинг фаровонлиги йўлида илм-фан соҳасида фидокорона меҳнат қилиб ёрқин из қолдирган ҳозирги кунда қаторда бўлмаган механик олимларни ёд этиб ёш авлодларнинг устозлар анъаналарини давом эттириши, уларнинг хотираси, бебаҳо меросига нисбатан ҳурмат-эҳтиром, ғурур ифтихор туйғусини шакллантириш мақсадида тадбирга бир қатор меҳнат фахрийлари, марҳум устозларнинг оила аъзолари ва ҳозирда мамлакатимиз илм-фанига ўзининг бой илмий-иждоий фаолияти билан самарали ҳисса қўшиб келадиган фидойи олимлар таклиф этилди.

Тадбир раиси академик Т.Р.Рашидов кириш сўзида Марказий Осиё – башарият цивилизациясининг қадимий маконларидан бири эканлиги, барча илмий тадқиқотлар бу минтақада бир неча минг йил олдин дастлабки ўтроқ ҳаёт тарзи шаклланиб, деҳқончилик, ҳунармандчилик ривожлангани, қўрғонлар, обод қишлоқ ва шаҳарлар қуриш, каналлар қазилари ривожланиши, замин улуғ қонини гардиши, собит сайёра ҳаракати, диний тасаввурлар ҳақидаги илмлар шаклланишидан гувоҳлик бериши тўғрисида тўхталди. ЎзР ФА М.Т.Ўрозов номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида Институт олимлари билан бевоста ҳамкорликда Ўзбекистондаги илм-фаннинг равнақи ҳамда ёш кадрларни тайёрлаш борасида фидойилик кўрсатган, ўз илмий мактабини яратиш баҳтига муяссар бўлган йирик механик олимлар, академиклар М.Т.Ўрозов, А.А.Ильющин, Х.А.Рахматулин, Х.Х.Усмонхўжаев, В.Қ.Қобулов,

Т.Ж.Жўраев, Т.Ш.Ширинқулов, Ж.Ф.Файзуллаев, Ё.Н.Мубораков, А.Д.Глушенко, О.В.Лебедев, Т.Б.Бўриевларнинг ҳаёти ва илмий фаолияти тўғрисида қисқача маълумот берди.

Тадбирга ташиф буюрган фахрий устоз, тиббиёт фанлари доктори, профессор, Нью-Йорк академияси академиги Ш.Х.Хўжаев, юртимиз илм-фани тараққиётига улкан ҳисса қўшган, номи жаҳон илм аҳли орасида яхши маълум бўлган Ўзбекистон Фанлар академияси академиги М.Т.Ўрозбоевнинг ёрқин хотираси, унинг Ватан, миллат, фан йўлида амалга оширган хайрли ишлари тўғрисида мароқли сўзлаб берди.

Нотик, Ўзбекистон Республикаси Президенти Шавкат Мирзиёевнинг 2016 йил 30 декабрь куни мамлакатимизнинг бир гуруҳ илм-фан намоёндалари, давлат ва жамоат ташкилотлари, Фанлар академияси аъзолари, етакчи олий таълим муассасалари ректорлари билан учрашуви мамлакатимиз илм-фани тараққиётини янги босқичга олиб чиқиши, соҳа ходимларини ҳар томонлама қўллаб-қувватлашга хизмат қилиши билан тарихий аҳамият касб этишини, бундан фахрланиш кераклигини гапирди.

Ўзбекистон Республикаси Президентининг Фанлар академияси фаолияти, илмий-тадқиқот ишларини ташкил этиш, бошқариш ва молиялаштиришни янада такомиллаштириш чора-тадбирлари тўғрисидаги қарорининг мазмун моҳияти тўғрисида тўлқинланиб гапирар экан, 2017-2021 йилларда Ўзбекистон Республикасини ривожлантиришнинг бешта устувор йўналиши бўйича Ҳаракатлар стратегиясида ҳам илмий-тадқиқот ва инновация фаолиятини рағбатлантириш, илмий ва инновация ютуқларини амалиётга жорий этишнинг самарали механизмларини яратиш, олий ўқув юртли ва илмий-тадқиқот институтлари ҳузурида ихтисослаштирилган илмий-экспериментал лабораториялар, юқори технология марказлари ва технопаркларни ташкил этишга таълим ва фан соҳасини ривожлантиришнинг энг муҳим йўналишларидан бири сифатида алоҳида эътибор қаратилганлигини, ўзлари ишлаган даврдаги шароитларни хотирлаб, бугунги ҳавас қилса арзигулик шароитлар билан таққослаб, таъкидлаб ўтди.

Бу ҳужжатлар академик фан нуфузини ошириш, илмий-тадқиқот фаолиятининг кадрлар ва интеллектуал салоҳиятини мустаҳкамлаш, уни ташкиллаштириш ва бошқариш тизимини такомиллаштириш, илмий-тадқиқот муассасалари моддий-техника базасини тубдан яхшилаш, иқтидорли ёшларни илм-фанга кенг жалб қилиш ва олимларнинг сермашаққат меҳнатларини муносиб моддий рағбатлантиришга кенг йўл очади.

Шундан сўнг сўзга чиққан А.Р.Беруний номидаги Давлат мукофоти совриндори ф.-м.ф.д., проф. Б.М.Мардонов меҳнат қаҳрамони, академик Х.А.Рахматуллиннинг ҳаёти ва илмий фаолиятидан ажойиб ёрқин хотираларни сўзлаб берди. Б.М.Мардонов сўзининг сўнггида, иқтидорли талабалар ва ёш илмий ходимлар учун мамлакат фанини юксак чўққиларга қўтаришга хизмат қилган буюк механик олимларимиз номидаги мукофотлар ва стипендиялар таъсис этилса мақсадга мувофиқ бўлар эди деган таклифни берди.

Академик Х.Х.Усмонхўжаевнинг пахта теришда барқарор иш жараёнларини таъминлаш, янги турдаги шпинделлар ва аппаратлар яратиш устида олиб борган ишлари содда ва камтарлиги, очикқўнгиллиги ва меҳрибонлиги тўғрисида шоғири т.ф.д., проф. Т.Ю.Аманов тўлқинланиб сўзлаб берди.

Т.ф.д., профессор, А.Р.Беруний номидаги Давлат мукофоти совриндори Ғ.Х.Хожметов собиқ иттифок Фанлар академияси мухбир-аъзоси А.А.Ильошин ва унинг Ўзбекистонда механика фанини ривожланишига қўшган ҳиссаси ҳамда илмий мактаби, бугунги кундаги унинг давомчилари тўғрисида маълумот берди.

Академик В.Қ.Қобулов ҳаёти ва фаолияти тўғрисида академик Т.Ф.Бекмуродов гапирар экан, унинг фан фидойиси, Ватанимиз илм-фани ҳамда олий ва ўрта махсус таълимини ривожлантиришга улкан ҳисса қўшган фан арбоби эканлиги, унинг раҳбарлигида ЎЗР ФА тизимида Ҳисоблаш марказли Кибернетика институти ташкил этилди ва унинг қошида бир қанча бўлинма ва корхоналар ташкил этилгач эса бу институт ва унинг бошқа ташкилотлари базасида «Кибернетика» Илмий ишлаб-чиқариш бирлашмаси барпо этилиши тарихини мароқ билан сўзлаб берди.

Қишлоқ хўжалик фанлар академияси мухбир-аъзоси, т.ф.д., проф. Р.Д.Матчанов академиклар А.Д.Глушенко ва О.В.Лебедевлар тўғрисида, ф.-м.ф.д., проф. К.С.Султонов академиклар Т.Ш.Ширинқулов ва Т.Ж.Жўраевлар тўғрисида, институт директори ф.-м.ф.д. Р.А.Абиров академиклар Ё.Н.Мубораков ва Т.Б.Бўриев ҳамда ф.-м.ф.д., проф. К.Ш.Бобомуротов ҳақида сўзлар экан улар аجدодларимиз хотираси бизлар учун бениҳоя ардоқли ва муқаддас эканлигини, устозларнинг ҳаёт йўлларини ўрганиб, улардан намуналар олишимиз зарурлигини, инсон хотира билан тирик, кадр билан улуглигини, инсон кадри боқий, хотираси муқаддас эканлигини бир неча бор таъкидлаб ўтдилар.

Профессорлар М.Ш.Шоумарова, Х.Т.Туранов ва Р.Х.Мухитдиновалар ҳам устозлар, улар яратган илмий мактаблар ва уларнинг сабоқлари тўғрисида ҳикоя қилишди.

Устозларнинг фарзандлари номидан А.Х.Усмонхўжаев ва А.В.Қобуловлар сўзга чиқишиб тадбир ташкилотчиларига миннатдорчилик билдириш билан бирга устозлар ҳаётидан қизиқарли, ибратли лавҳаларни сўзлаб беришди.

Тадбирда Институтимизда бевосита фаолият юритиб салмоқли натижаларга эришган бир қатор механик олимлар: Н.Н.Назаров, Ш.Р.Ризаев, М.И.Исмаилов, И.С.Аржаних, Е.И.Бузин, А.Н.Филатов, Л.М.Розенблум, В.Т.Рассказовский, Ф.Б.Абуталиев, Ф.Б.Бадалов, У.Ш.Шамсиев, В.Г.Фасахов,

Ғ.С.Қўзибоев, Ш.Р.Раҳматқориев, Қ.М.Иноғомов, И.Ҳ.Файзиев, Р.Х.Маликов, Қ.Ш.Латипов, О.И.Умаров, А.А.Ҳамидов ва бошқалар номлари келтирилиб уларнинг хотираларига ҳурмат бажо келтирилди.

Тадбирнинг иккинчи қисмида устозлар бошлаган илмий фаолиятнинг умидли давомчилари Е.В.Ан, Д.А.Қўлдошев ва Р.М.Худойкуловлар ўзлари бажараётган тадқиқотлар натижаларини тақдим этдилар.

Тадбир сўнггида академик Т.Р.Рашидов устозларимиз бошлаган ишлар бугун изчил ва тизимли равишда давом эттирилаётганлиги, Давлатимиз раҳбари Шавкат Мирзиёев томонидан бу соҳага алоҳида аҳамият қаратаётганлиги, бунга мисол сифатида унинг қабул қилинган Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси академиклари фаолиятини такомиллаштириш ва рағбатлантириш тўғрисидаги фармонида мамлакатимиз ижтимоий-иқтисодий тараққиётида илм-фаннинг ўрнини янада мустаҳкамлаш, академиклар фаолиятини ҳар томонлама қўллаб-қувватлаш, юқори малакали илмий кадрлар тайёрлаш сифатини оширишни рағбатлантириш мақсадида бир қатор муҳим чора-тадбирлар белгиланганлигини эслатиб ўтди. Бугунги учрашув ёш олимларни янада шиддатлироқ ишлашга, мамлакатимиз илм-фани тараққиётини янги босқичга олиб чиқишга хизмат қилишига умид билдирди.

Тадбирдан сўнг иштирокчилар тўқин дастурхон ва ош атрофида йиғилишиб устозлар ҳақидаги хотиралар билан ўртоқлашишни давом эттиришди. Йиғилиш нихоясида устозлар руҳини шод этиш мақсадида Қурондан тиловат қилиниб дастурхонга фотиҳа қилинди.

*ЎзР ФА Механика ва иншоотлар
сейсмик мустаҳкамлиги институти
бош илмий ходими, т.ф.д. Г.А.Баҳадиров*

Г.Х. ХОЖИМЕТОВ

ОЛИЙ ТЕХНИК ТАЪЛИМДА УМУМКАСБИЙ ФАНЛАРНИ ЎҚИТИЛИШИ ВА МУЛОҲАЗАЛАР

Мазкур маърузада республикаимизни Олий техник ўқув юртларининг механика ва қурилиш йўналишларида умумкасбий фанларни ўқитилиши ҳақида муаллифнинг тажрибаси ва унинг ҳамкасблари билан фикр алмашувлари натижасида ҳосил бўлган мулоҳазалари ва таклифлар келтирилган. Албатта бу мулоҳазалар камчиликлардан мустасно эмас.

Республикаимиз, халқимиз асрлар мобайнида орзу қилган мустақилликка эришди. Халқимиз ўз тақдирини ўзи ҳал қилиш имкони яралди. Бу албатта турли жабҳаларда муҳим муаммоларни ечишни талаб этди. Жаҳоннинг ривожланган давлатларининг таълим соҳаларидан андозалар олиб, ўзимизни миллий минталитетни ҳисобга олган ҳолда Олий таълимда ҳам ислоҳлар қилинди. Яхши эзгу ниятлар билан «КАДРЛАР ТАЙЁРЛАШ МИЛЛИЙ ДАСТУРИ» қабул қилинди. Дастурга биноан Олий таълим икки (бакалаврият ва магистратура) босқичли тизимга ўтди.

Бакалавр тайёрлашда мутахассисликлар йўналиши бўйича фундаментал ва амалий билим берадиган фанлар асосийларидир. Механика ва қурилиш йўналишларида амалий фанларнинг асосларини «Материаллар қаршилиги», «Машина вameханизмлар назарияси», «Машина деталлари», «Материалшунослик», «Қурилиш механикаси» ва «Зилзилабардошлик назарияси» – умумкасбий фанлари ташкил этади. «Назарий механика» фани бу фанларнинг асоси бўлганлиги учун фундаментал фанлар қаторига қўшилган.

Маълумки, ҳар қандай ўтиш даврида муаммолар пайдо бўлади ва уларни ечишда баъзи камчиликларга йўл қўйилади. Фикримча бакалавриятда ўқитиладиган юқоридаги умумкасбий фанларни Давлат таълим стандартларини (ДТС) қабул қилишда ва унга асосланган намунавий дастурларни тузишда бакалаврга бериладиган амалий билимлар, авваллари муҳандисларга бериладиганларидан тубдан фарқ қилиши кераклиги эътибордан четда қолган. Бунинг сабаблари қуйидагилардан иборат деб ҳисоблаш мумкин:

1. Республикада шу соҳада таълим берадиган профессор - ўқитувчиларни (ПЎ) бакалавр тайёрлаш тажрибасига эга эмаслиги. Оқибатда бакалавр чуқур фундаментал ва амалий билимга эга бўлиши керак деган иборани (ҳанузгача бакалаврга бериладиган чуқур фундаментал ва амалий билим ибораси мавҳум) фақат фанларни ўқитиш соатлари кўпайтирилиши деб тушунилди. Масалан, аввалги асрни 70 ва 80 – йилларида муҳандисларга бериладиган янги мутахассислик фанлари киритилганлиги сабабли умумкасбий фанлари соатлари қисқартирилган эди. Бакалавриятга ўтиш муносабати билан умумкасбий фанларни соатлари 50 – йилларда муҳандисларга бериладиган соатлар сонига яқинлаштирилди. Масалан 50–йиллари Олий техник ўқув юртларида ўртача «Назарий механика» 3 семестр давомида ҳафтасига 3–4 соатдан, «Материаллар қаршилиги» фани эса 2 семестр давомида 5–6 соатдан ўқитилар эди. Охириги йилларда Республикаимиз Олий техник ўқув юртларида ўртача «Назарий механика» 2 семестр давомида 6 соатдан, «Ма-

териаллар қаршилиги» ҳам 2 семестр давомида 5 соатдан ўқитилар эди. Фанни ўқитиш шаклан (соат маъносида) ўзгарди, мазмунан ўзгармади. Республикамиз олий ўқув юртларида ҳафталик ўқув соатлари аввал 32 соат, кейинчалик 30 ва 28 соатга ҳам туширилди. Ўқув соатларини қисқариши асосан «Назарий механика» ва умумқасбий фанларни ҳисобидан бўлди. Деярли ҳамма олий техник юртларида ҳозирги ўқув йилларида «Назарий механика» ва «Материаллар қаршилиги» фанлари 1 семестр давомида ўқитилади (36 соат маъруза 18 ёки 36 соат амалиёт ва лаборатория). Баъзи олий техник ўқув юртларида бу фанлар бир семестрда ўқитилади «Назарий механика» фани фундаментал фан, у ўзидан кейин ўқитиладиган материаллар қаршилиги, машина механизмлар назарияси, машина деталлари ва бир қатор мутахассислик фанларига асос вазифасини бажаради. Шундай экан назарий механика ва материаллар қаршилиги фанларини ўқитишни барабарига бошлаш фанлараро давомийликнинг бузилишидир.

2. ПЎ ларни бакалаврга бераётган фундаментал ва амалий билим даражаси у ишлайдиган лавозимда амалиётни қандай талаб ва эҳтиёжларига жавоб бериши зарурлигини аниқ тасаввур этмаганлиги. Мухандислик таълими доимо ривожланиш талаблари ва эҳтиёжлари асосида шаклланган. Франция ва Россияда темир йўллар қурилиши юқори малакали муҳандислар тайёрлашни тақозо этди. Натижада Францияда Политехника мактаби (1809 й., кейинчалик Темир йўл ҳаракати муҳандисликлари институти), Санкт-Петербургда (1868 й) ҳам шундай институт ташкил этилди. Бу институтлар кейинчалик бутун дунёда муҳандислар тайёрлайдиган Олий техник ўқув юртларини ташкил этишда намуна сифатида асос қилиб олинди. Дастури кўпроқ амалиётга қараб яратилган Москва техник ўқув юрти (1868 й., кейинчалик Н.Э. Бауман номидаги Москва Олий техник ўқув юрти МВТУ, ҳозирда Н.Э. Бауман номидаги Москва Давлат техник университети) бун мисолидир. Ҳозирги вақтда ўқитиладиган умумқасбий фанларни асосларини Франция ва Россия Олий муҳандислик институтларида ижод қилган буюк муҳандис – механик олимларни илмий ишлари ташкил этади. Умумқасбий фанлар классиги проф. С. Тимошенкони (1906 йилдан Киев, Санкт-Петербург политехника институтлари профессори, 1922 йилдан АҚШ институтларида профессор, умрининг охирида Станфорд Университетини «Амалий механика» кафедраси профессори лавозимларида ишлаган, 1958 й. Собик иттифокқа ташриф буюрган чоғида Тошкентда ҳам бўлган ва буюк механик олим академик М.Т.Ўрозбоев билан учрашган) айтишича юқорида зикр этилган МВТУ дастури маълум даражада Массачусет технология институтини (ҳозир университет) ташкилотчилари томонидан татбиқ этилган. Ҳозирги давргача АҚШ Университетларида ўқитиладиган «Механика фанлари» С.П.Тимошенко дарсликлари асосланган. У эса ўз дарсликларини Россия таърибаси асосида яратган. Республикамизда бозор иқтисодиётига ўтиш муносабати билан иқтисод ва бошқарув соҳасида кадрларга талаб кўпайди. Ибораларга менежмент, маркетинг сўзлари кириб келди. Натижада бу соҳаларда ҳам кадрлар тайёрлана бошланди. Мухандислик таълимини талаб ва эҳтиёжларидан келиб чиқишига Тошкент автомобил-йўллар институтини (1972 й) ташкил этилиши ҳам мисол бўла олади.

Фундаментал ва амалий билимларга эга бўлган юқори малакали бакалаврларни тайёрлашда математика ва механика фанларини ўқитилишига дунёнинг таъниқли техник Университетларида алоҳида эътибор берилди. Математика ва механика умумқасбий фанларнинг асосини ташкил этса, умумқасбий фанлар ўз навбатида бакалавр ва магистрлар тайёрлашда таянч фан деса бўлади. Умумқасбий фанларни талабалар яхши ўзлаштиришда, уларни мактабда олган билимлари даражаси алоҳида аҳамиятга эга. Хорижий давлатларнинг нуфузли Олий ўқув юртларига жўнатилган бакалаврлар ва магистрларимизни муваффақиятли ўқишни давом эттиришлари, мактабларда етарли билим бериш имконимиз борлигини кўрсатади. Албатта бу борада педагоглар ва ПЎ ларни билим бериш маҳоратлари муҳим ўрин тутди. Хорижий давлатларнинг нуфузли Олий ўқув юртларида профессорлар мавқеи юқори даражада. Ўқитувчилар сафидан ўрин олиш учун энг қобилиятлилари беллашади. Танловда асосий аҳамият уларнинг илмий ишларига қаратилади. Ҳозирча кадрлар танқислиги сабабли бўш ўринларни тўлдириш учун, доцент лавозимини ассистентлар ҳам эгалляпти. Беш тамойилдан биринчиси - иқтисодни сиёсатдан устиворлиги таълим соҳасига ҳам кириб келса, ПЎ лар танқислиги муаммоси тезда ҳал бўлишлиги муқаррар.

Бакалаврлар тайёрлашдаги муаммолардан яна бири, ПЎ ларни педагогик маҳоратлари юқори даражада эмаслиги. Бунинг сабаби авваллари ҳеч бир Олий техник ўқув юртларида педагогик маҳорат фани ўқитилмаган. Хар бир ПЎ ни педагогик маҳорати, уни дарс бериши жараёнидагина шаклланган.

Республика Олий техник ўқув юртларида ўқитиладиган «Назарий механика» ва «Материаллар қаршилиги» фанларини Массачусет технология университетида ўқитиладиган турдош фанлар билан таққослаш натижасида қуйидаги фикрларни айтиш мумкин. Мазкур Университетда ўқитиладиган фанлар орасида «Назарий механика» ва «Материаллар қаршилиги» деб номланган фанлар йўқ. Аммо мазмунан шуларга ўхшаш бошқа номлар билан аталган фанлар мавжуд. Шулардан иккита фанни тахлилини келтирамиз [1].

Биринчиси. Фуқаролик ва экологик (саноат) муҳандислик (Civil and Environmental Engineering)* йўналишида «Каттик жисм механикаси» (Solid Mechanics) фани ўқитилади. Бу фан асосида «Каттик жисм механикаси муҳандислиги» (Engineering Mechanics of Solids) деб номланган курс мавжуд бўлиб, у муҳандисликдаги биринчи фан дейилган. Бизларда «Материаллар қаршилиги» ўқувчини илк бор муҳандислик ҳисоби оламига олиб кирувчи фан дейилади (масалан, М.Т.Ўрозбоев «Материаллар қаршилиги

асосий курси», Ўқитувчи, 1973). Бу курс иккинчи босқич талабалари (бакалавр - undergraduate) учун бўлиб кузда ўқитилади. Уни таркибини «Статика ва материаллар қаршилиги» ёки «Қаттиқ жисм механикаси» («Statics and Strength of Materials» or «Solid Mechanics») бўлимлари ташкил этади. Курс дастури муаллифи проф. Луис Бакарелли (Louis Bucciarelli) бўлиб, унинг «Иншоотлар муҳандислиги механикаси» (Engineering Mechanics for Structures) дарслиги асосида ёзилган. Дастурни ўқитиш режаси 14 ҳафтага мулжалланган. Ҳафтасига 3 та (тўлиқ 1 соат – 60 дақиқадан) маъруза ва 2 та (1 соатдан) амалиёт (Recitations) режалаштирилган. Демак бизларни академ соат (40 дақиқа) ҳисобида жаъми маъруза 63 соат, амалиёт 42 соат бўлади. Мавзулар сони 29 бўлиб, улар мураккаблигига қараб баъзи ҳафта 3 та баъзи ҳафталар 1 та ёки 2 та мавзу ўтилади. Булардан ташқари дастурга 2 турдан иборат курс топшириқлари (assignment) киритилган. Улар масалалар тўплами (Problem Set) ва лойиҳа машғулотларидан (Design Exercise) иборат. Семестр давомида бериладиган масалалар тўплами 9 та бўлиб, ҳар бири 3 ёки 4 масаладан иборат. Ҳар бир масала тўплами 1 ҳафтага берилади. Лойиҳа машғулотлари 6 та.

Талабаларга бу курсни ўрганишлари учун махсус «Java R Virtual Machine Software» компьютер дастуридан фойдаланиш зарурлиги кўрсатилган. Қўшимча адабиёт сифатида «Gere J.M. , Timoshenko S.P. Mechanics of Materials, PWS Publishing, 4 th ed. 1997» ва «Grandall S.H. , Lardner T.J. , Dahl N.C. An Jutroduction to the Mechanics of Solids. 2 nd In Me Craw Hill, 1999» дарсликлардан фойдаланиш кўрсатилган.

Бу курс дастурини бизларда Олий техник ўқув юртларида ўқитиладиган фанлар билан қуйидагича таккослаш мумкин. Маърузалар матни, топшириқлар ва лойиҳа машғулотлари мазмунан «Назарий механика» фанини Статика ва «Материаллар қаршилиги» фанини 1–қисмларига ўхшаш. Бизларни (ТАЙИ да) дастуримизда аввал механика ва қурилиш йўналишларида «Назарий механика»ни статика ва кинематика қисми учун 72 соат (маъруза- 36, амалиёт -36), «Материаллар қаршилиги» фанини 1–қисми учун 72 соат (маъруза – 36, амалиёт – 18, лаборатория – 18) режалаштирилган эди. Жами 126 соат. Бошқа Олий техник ўқув юртларида “Назарий механика” фани 1 семестр ўқитилади, “Материаллар қаршилиги” фани ҳам 1 семестр. Массачусет технология Университетини юқорида келтирилган курс дастурида эса 70 соат (ёки 105 академ соат) ажратилган. Фарқи уларда «Материаллар қаршилиги» қисми соатлари кўпроқ ва лаборатория ишлари йук. Иккинчиси, муҳандислик механикаси (Mechanical Engineering) йўналишида «Механика ва материаллар» (Mechanics and Materiales) курси ўқитилади. Бу курс ҳам бакалаврлар учун бўлиб баҳорда ўқитилади. Курс дастури 13 ҳафтага мулжалланган бўлиб 26 маърузадан иборат. Маърузалар учун 39 соат (ҳафтасига 2 марта 1.5 соатдан), амалиётга 19.5 соат (ҳафтасига 1.5 соатдан 1 марта) вақт ажратилган. Булардан ташқари 6 та лаборатория иши ҳам режалаштирилган, аммо уларни бажариш учун ажратилган вақт кўрсатилмаган. Уни тахминан 12 соат ҳисоблаш мумкин. Унда курс учун ажратилган соатлар сони жами 70 соат (ёки 105 академ соат) бўлади. Топшириқлар тўплами 10 та. Курс мазмуни биринчига ўхшаш, фарқи «Материаллар қаршилиги» фанига кўпроқ аҳамият берилган ва лаборатория ишлари қўшилган. Тавсия этилган адабиётлар ҳам биринчи курсдагиларни айнан ўзи. Талабаларни билимларини баҳолаш рейтинг тизими асосида бўлиб қуйидагича: маърузага қатнашиш 10% , семинарда (амалиётда) иштироки 15%, топшириқларни бажариш 15%, ОБ 1 (11 маърузадан кейин) 15% , ОБ 2 (20 маърузадан кейин) 15%, ЯН - 30% .

Юқоридаги иккита курсни тахлили шуни кўрсатадики, у фанларни мазмунлари бизлардаги «Назарий механика» ва «Материаллар қаршилиги» фанлариникига ўхшаса ҳам ўқитилиш жиҳатидан шаклан фарқ қилади. «Назарий механика» фанининг статика қисмида баъзи боблар юқорида қайд этилган курсларга, қолган қисмлари эса баклавриатура ва магистратура (Graduate) ларда ўқитиладиган бошқа фанларга киритилган экан. Жумладан «Қурилиш механикаси» (Structural Mechanics), «Динамика ва тебраниш» (Dynamics and Vibration) ва «Лойиҳалаш ва саноат» (Design and Manufacturing). Юқоридаги курсларда содда бўлса ҳам масалаларни компьютер дастурларидан фойдаланиб ечиш мумкин бўлган усуллар киритилган.

Авваллари умумқасбий фанлар муҳандислар тайёрлаганда, улар институтларни битирганларидан кейин аспирантурада ўқиш ҳуқуқига эга бўлишини ҳисобга олган ҳолда ўқитилар эди. Дарҳақиқат улар аспирантураларга киришганда, умумқасбий фанлардан олган билимлари, «Деформацияланувчи қаттиқ жисм механикаси», «Тебраниш назарияси», «Машиналар динамикаси ва мустаҳкамлиги» ва бошқа махсус фанларни ўзлаштиришлари учун етарли бўлар эди. Магистрлар тайёрлаш махсус кафедраларга тоширилгач, ўқув дастурлари Олий техник университет ва институтларда фақат шу кафедралар ПЎ ларини ўқита олиш имкониятларидан келиб тузилди. Ўқув муддати муҳандисларга нисбатан 1 йил кўпайган бўлса ҳам янги махсус фанлар деярли киритилмади. Бунинг сабабини Республикамиз Олий техник ўқув юртларини махсус кафедраларини ПЎ лари орасида магистрларга ҳисоб ишларини бажариш учун компьютер дастурларини тузиш ёки мавжуд дастурлардан фойдаланиш усулларини ўргатадиганлари деярли йўқлигида дейиш мумкин. ЭХМ ларни яратилиши асосан юқори тартибли механика масалалари, тенгламалар системаларини ечиш зарурияти билан боғлиқ. Шу даврларда БЭСМ – 6, ЕС ЭХМ ларни кечаю-кундуз ишлатишса ҳам илмий ходимларга машина вақти етишмас эди. Ҳозирги кунда юқорида қайд этилган ЭХМ ларга қараганда бир неча баробар кўп имкониятга эга бўлган компьютерлар деярли ҳамма кафедраларда мавжуд. Талабаларга «Ҳисоблаш техникаси ва ахборот технологиялари» фани ўтилади, аммо бакалаврлар ва магистрлар юқори курсларда ўқишганда, уларга компьютер дастурларидан фойдаланиб зарур ҳисоб

ишларини бажаришни ўргатадиган ПЎларни сони ниҳоятда кам. Кейинги ўқув йилидан бошлаб Республикамиз Олий техник ўқув юртларида “Назарий механика” фани Механика–I Амалий механика фани Механика–II ва “Материаллар қаршилиги” фани Механика–III деб номланиб ўқитиш назарда тутилган. Бунда албатта хорижда чиққан адабиётлардан фойдаланиш лозим дейилган. Масалан Механика–I фани учун тавсия этилган адабиёт “Applied Mechanics for Engineering Tecnology” (Муҳандис технологлар учун амалий механика) , муаллифи Keith M.Wolker. Назаримда тавсия этганлар хорижий Олий ўқув юртларида ўқитиладиган фанлар орасида “Назарий механика” деб номланган адабиёт топилмаганлиги учун шу адабиётдан фойдаланишга маслаҳат беришган. Муаллифга хорижий Олий ўқув юртларида ўқитиладиган фанлар орасида фақат Стамбул (Туркия) университетиди ўқитиладиган Механика–I (Mukavemet- CiLT 1) ва Механика–II (Mukavemet- CiLT 2) дарсликлари маълум. Уларнинг муаллифи Prof. Dr. Mehmet H. OMURTAG. Уларни ҳар бири 2 томдан иборат бўлиб биринчисида назария иккинчисида масалалар келтирилган. Назаримда улар Россияда чоп этилган “Назарий механика” ва “Материаллар қаршилиги” дарсликлари асосида ёзилган. “Назарий механика” фанини олий ўқув юртларида ЎзМУ ни механика мутахассислигини тугатганлар ўқитиши мақсадга мувофиқ. Аммо ҳозирги вақтда улар кам бўлганлиги сабабли Республикамизни кўпчилк Олий ўқув юртларида “Назарий механика” фанидан дарс олиб бераётганлар ёки муҳандис-механик ёки муҳандис-қурувчилардир. ЎзМУ да механика соҳаси бўйича мутахассислар тайёрлаш анча сусайган. Буни сабабини яхши таҳлил қилиб аҳолини яхшилайдиган чоралар қабул қилиш зарур. Юқорида айтилган фикрлардан келиб чиққан ҳолда қуйидаги таклифларни айтиш мумкин:

1. «Назарий механика» ва «Материаллар қаршилиги» фанларини махсус бобларини (магистратура ва доктарантурада ўқиганларида керак бўладиганларини) ўрнига қолган бобларини Массачусет технология Университети дастури каби кенгайтириб ўқитиш мақсадга мувофиқдир. Маълум даражада механика масалаларини ечишда компьютер дастурларидан фойдаланишни ўргатишга эътибор қаратилиши лозим.

2. Механика ва қурилиш мутахассисликларидаги магистрларга юқоридаги фанларни махсус бобларини ўз ичига олган «Деформацияланувчи қаттиқ жисм механикаси». «Тебраниш назарияси», «Динамика ва тебраниш», «Машиналар динамикаси ва мустаҳкамлиги» ва шуларга ўхшашларидан энг камида биттаси ўқитилиши зарур.

3. Махсус кафедраларни магистратуралардаги мавжуд дастурларини тегишли жойларига умумкасбий фанларни махсус бобларини киритиш лозим.

4. Умумкасбий фанларни махсус бобларини ёки улар асосида тузилган янги фан дастурларини магистрларга ўқитиш учун умумкасбий фанларни ўқитадиган кафедраларни етакчи ПЎ ларини жалб этиш лозим.

5. ОЎМТВ қошида авваллари бўлган ва “Назарий ва амалий механика” деб номланган илмий-методик кенгашни тиклаш мақсадга мувофиқ.

6. Олий ўқув юртларида ўқитиладиган “Механика” фанларини намунавий ва ишчи дастурларини юқорида айтилган илмий-методик кенгашда махсус кафедралар мутахассислари билан биргаликда муҳокама қилиниб уларни соатларини ва ўқитиш кетма-кетлигини белгилаш мақсадга мувофиқ.

ЭСЛАТМА: Мақолани тайёрлашда академик Т.Рашидов, профессор Н.А.Коршунова (ЎзМУ), профессор А.Б.Бегматов (ЎзМУ), доцент М.Н.Сидиков (ЎзМУ), кафедра мудири Ш.Бердиев (СамГУ), профессор Б.Мардонов (ТТЕСИ), профессор С.М.Хасанов ва т.ф.н Н.Х.Махмудова, доцент З.С.Шодмонова (ТАҚИ) ҳамда профессор Ш.Алимухамедов, доцент Т.Ханкелов ва К.Адилов (ТАЙЛҚЭИ) таклифлари инобатга олинди.

АДАБИЁТ

- [1] С . П . Т и м о щ е н к о . Инженерное образование в России. Производственно-издательский комбинат ВИНТИ. Люберцы. 1996

ФИЗИКА – МАТЕМАТИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ, ПРОФЕССОР ҚУРАЛБАЙ НАВРУЗОВ 70 ЁШДА

Физика-математика фанлари доктори, профессор Қуралбай Наврузов 1946 йил 7 ноябрда Туркменистоннинг Тошовуз вилояти, Тошовуз тумани Ольтмиш қишлоғида хизматчи оиласида туғилди. У шу тумандаги 20-сонли умумий ўрта таълим мактабида ўқиб, уни 1962 йилда аъло баҳоларга тамомлаб, шу йили Фарғона давлат педагогика институтининг физика-математика факультетига ўқишга кирди. 1967 йили институтни муваффақиятли тамомлаб, Тошкент тўқимачилик ва енгил саноати институтининг Марғилон филиалида математика кафедраси асисенти лавозимида ишлай бошлади. Кейинчалик эса ишини Хоразм давлат педагогика институтига кўчирди. Бу олийгоҳда икки ярим йил ишлаб, Ўзбекистон Фанлар Академиясининг механика ва иншоотлар мустақамлиги институти аспирантурасига ўқишга кирди. Аспирантурада у академик Д.Ф.Файзуллаев раҳбарлигида илмий иш олиб борди. 1976 йили аспирантурани муваффақиятли тугатиб “Деворлари деформацияланувчи ва деформацияланмайдиган қувурлардаги икки фазали мухит гидродинамикасининг баъзи масалалари” мавзусида номзодлик диссертациясини ҳимоя қилди. 1977 йили Бутун иттифок Олий аттестация комиссиясининг ҳулосасига кўра Қ.Наврўзовга физика-математика фанлари номзоди илмий даражаси берилди ва шу асосида докторлик диссертациясини тайёрлаш таклиф этилди. 1976 йил куздан Хоразм давлат педагогика институтига қайтиб математика кафедрасининг катта ўқитувчиси лавозимида ишлай бошлади ва докторлик иши устида тинимсиз изланиш олиб борди. 1983 йилда Қ.Наврўзов докторлик диссертацияси устида ишлаш учун Ўзбекистон Фанлар Академиясининг механика ва иншоотлар мустақамлиги институтида доктарантурада бўлди. 1990 йил 25 декабрда Санкт-Петербург шаҳридаги Ленинград давлат техника университетида “Канал ва қувурларда ноньютон ва икки фазали суюқликларнинг пульсацион оқими” мавзусида докторлик диссертациясини ҳимоя қилди. 1991 йил апрель ойида Бутуниттифок Олий аттестация комиссиясининг қарорига биноан Қ.Наврўзов “физика – математика фанлари доктори” деган илмий даражага сазовор бўлди. Шу йили унга математика кафедраси профессор илмий унвони берилди.



1992 йилдан профессор Қ.Наврўзов илмий тадқиқот ишларини фанинг янги соҳаси бўлган биомеханика йўналишига қаратди. Унинг тинимсиз интилиши, изланиши, туфайли фаннинг бу соҳасида қатор янги ғоялар яратилди ва амалда қўлланилди. Профессор Қуролбой Наврўзовнинг биомеханика йўналишида қилган янгилклари ва унинг илмий иши материаллари ва натижалари Республикада ихтисослаштирилган кардиология маркази Хоразм филиалида, Украина тибийёт академиясига қарашли М.Н. Амосов номидаги юрак-томир жаррохлиги институтида қўлланилди. Унинг биомеханика бўйича 100 дан ортиқ илмий мақолалари хориж ва Ватанимизнинг нуфузли журналларида. Бундан ташқари 5та монография, 10 дан ортиқ илмий методик адабиётлари нашр қилинган. Унинг 2014 йилнинг ўзида хориж журналларида 4 та мақоласи нашр қилинди ва дунё олимлари ўртасида мунозора ва муҳокамаларга сазовор бўлди.

Профессор Қуролбой Наврўзов раҳбарлигида 4 нафар аспирант номзодлик диссертациясини ҳимоя қилди, бундан ташқари ўнлаб шогирдлари илмий тадқиқот ишларини олиб боришмоқда. Профессор Қуролбой Наврўзов илмий педагогик фаолияти билан бирга Хоразм Давлат педагогика институтида кафедра мудири, илмий ишлар бўйича проректор, 1990-1992 йилларда институт ректор, 1992-2001 йилларда кафедра мудири, факультет декани, 2001-2004 йилларда проректор лавозимларида самарали меҳнат қилган ажойиб раҳбардир. Профессор Қ.Наврўзов ўз устида ишлаши, фанга қизиқувчанлиги, меҳнатсеварлиги, ўзига ва бошқаларга талабчанлиги туфайли Урганч Давлат университети жамоаси орасида катта ҳурматга эга. Унинг илмий тадқиқот ва педагогик фаолияти давлатимиз томонидан юксак қадирланиб, у 1982 йили Республика халқ маорифи аълочилиги унвонига ва 2016 йили “Ўзбекистон мустақиллигининг 25 йиллиги” нишонига сазовор бўлди. Бундан ташқари, у бир неча марта университет, Вилоят ҳокимининг ва Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта махсус таълим вазирлигининг фахрий ёрликлари билан мукофотланган. Профессор Қ.Наврўзов ўз турмуш ўртоғи билан 2 нафар фарзандларини, 8 нафар набираларни вояга етказиб, уларнинг келажаги учун жон куйдирган ота-оналардандир. Профессор Қ.Наврўзов ҳозирда Урганч Давлат университетининг профессори ва маркетинг хизмати бўлими бошлиғи лавозимида фаолият кўрсатиб, Республикамиз илм фанини раванқ топтиришда ўзининг муносиб ҳиссасини қўшаётган машҳур олимлардан биридир.

Оила аъзолари, дўстлари ва шогирдлари ўзининг 70 йиллик муборак ёшини нишонлаётган Қуролбай Наврўзовга узоқ умр, сийҳат – саломатлик, бахт – саодат, оиласига тинчлик – тотувлик ва фаровонлик тилайдилар.

Журнал таҳририяти

МУНДАРИЖА

М.Н. Сидиков, М.И. Рузматов. Кичик параметр усули ёрдамида инерция моментлари ўзгарувчи қаттиқ жисм ҳаракатининг асимптотик хусусий ечимлари	3
А. Абдирашидов. Гидродинамик юкланган қўш ўқли чексиз узунликдаги цилиндрлик қобикнинг ностационар деформацияланишини сонли тадқиқ этиш.....	7
А.Т. Буриев. Бир қаватли қарқас бинони сейсмик таъсирга фазовий ҳисоблаш.....	10
З.Э. Мирсалихов, Ш.Ш. Абдукамилов, А.М. Абдукаримов. Лёссимон супеслардан кўтарилган темир йўл ер полотносининг асосий майдончаси деформацияланишини ҳисоблаш методикаси....	15
Т.Р. Рашидов., Т.Юлдашев., Д.А. Бекмирзаев., Е.В. Ан., Н.А. Нишонов Сейсмик таъсирлардаги ер ости қувурларининг математик моделлаштиришнинг ривожланиш босқичлари.....	18
Д.Ф. Руми, М.К. Усаров. 9-қаватли бино зилзилабардошлигини ошириш учун резинометалл асосдан фойдаланиш самарадорлиги.....	25
З.Р. Тешабаев, Э.М. Шукуров, Н.Т. Абдулхаков, М.Ф. Кадилов, Ш. Шотурснов. Сон суяги синганда ишлатиладиган мосламани лаборатория шароитида устиворлигини тадқиқ этиш.....	30
А.А. Тогаев, Ю.А. Шермухамедов. Чекли элементлари усулида тормоз дискиннинг мустақамликка сонли ҳисоблаш.....	32
М.К. Усаров, Г.Т. Аюбов, Д.М. Усаров. Бимоментликни ҳисобга олган ҳолда пластинкасимон модель асосида биноларнинг динамик ҳисоблаш.....	34
Ф.Х. Нишонов. Бир ва кўпфазали суюқликларнинг тор назариясини умумлашган модели.....	39
Б.Х. Хужаёров, У.Ж. Сайдуллаев. Кейк-қатлам ҳосил бўладиган ҳолда суспензияларни филтрлашнинг ўқка симметрик тенгламалари	43
А.А. Ахметов, Ш.А. Ахмедов, А.К. Каримов. Клиренси ростланувчан трактор клиренси ўзгаришининг техник-фойдаланиш кўрсаткичларига таъсирини ўрганиш тадқиқотлари.....	46
Г.А. Бахадиров. Листли материални ишлов бериш зонасига узатишнинг хусусиятлари.....	51
Р.И. Каримов, Э.Х. Нематов, Т.Т. Сафаров. Планетар механизм саталетини ўзгарувчан инерция моментини динамик тадқиқи.....	55
З.М. Маликов, Н.А. Ходжимухамедова. Тез айланидиган маҳсулотларни ташиш учун оддий контейнерлар конструкциясини модификациялаш усуллари.....	58
Р.Д. Матчанов. Машинада пахтани бир марта териш ва унинг муаммолари.....	61
В.Г. Ракипов, Ш. Абдуғаббаров, А. Акрамов. Момиқ тозалаш қурилмасини ишлаб чиқиш ва унинг мақбул ўлчамларини аниқлаш.....	66
А. Саримсақов, А. Каримов, Р. Мурадов. Жин ишчи камерасида ҳосил бўладиган хом ашё валигининг ҳаракатини назарий йўл билан ўрганиш.....	69
С.И. Комилов. Кўтарманинг ён қиялик устиворлигини оширишда геосинтетик материал параметрларини асослаш.....	73
Р.Х. Сайдахмедов, К.К. Кадырбекова, Г.Р. Саидахмедова. Титан карбиди асосли ионно-плазма копламаларнинг таркиби ва хоссалари тадқиқоти.....	76
Р.Ш. Сулаймонов, У.К. Каримов, Б.Х. Маруфханов, Д.Х. Умарходжаев. Қийин тозаланувчан селекцияли пахта толасини тозалаш самарадорлигини ошириш.....	80

Илмий ахборотлар

Ф.Х. Нишонов. Қурилиш тизимидаги гидротаранда зарба босими тарқалиши.....	83
Р.Б. Хусайнов. Турли чегаравий шартларда ер ости қувурининг грунт билан эластик ва ёпишқоқ-эластик ўзаро таъсиридаги бўйлама тебранишини таҳлили.....	86

Хабарлар

Р.Д. Матчанов. “Машинада пахтани бир марта териш ва унинг муаммолари” монографияси ҳақида.....	91
Г.А. Бахадиров. Устозлар хотираси ва сабоқлари.....	91
Г.Х. Хожиметов. Олий техник таълимда умумқасбий фанларни ўқитилиши ва мулохазалар.....	93
Физика – математика фанлари доктори, профессор Қуралбай Наврузов 70 ёшда.....	97

СОДЕРЖАНИЕ

М.Н. Сидиков, М.И. Рузматов. Асимптотические частные решения движения твердого тела с переменными моментами инерции методом малого параметра.....	3
А. Абдирашидов. Численное исследование нестационарного деформирования бесконечных соосных цилиндрических оболочек при гидродинамическом нагружении.....	7
А.Т. Буриев. Пространственный расчет одноэтажного каркасного здания при сейсмическом воздействии.....	10
З.Э. Мирсалихов, Ш.Ш. Абдукамилов, А.М. Абдукаримов. Методика расчета деформаций основной площадки железнодорожного земляного полотна, возведенного из лёссовидных супесей.....	15
Т.Р. Рашидов, Т.Юлдашев, Д.А. Бекмирзаев, Е.В. Ан, Н.А. Нишонов. Этапы развития математического моделирования подземных трубопроводов при сейсмических нагружениях.....	18
Д.Ф. Руми, М.К. Усаров. Эффективность использования резинометаллических опор для повышения сейсмостойкости 9-этажного здания.....	25
З.Р. Тешабаев, Н.Т. Абдулхаков, Э.М. Шукуров, М.Ф. Кадиров, Ш. Шотурсунов. Экспериментальные исследования на устойчивость наклонного устройства для лечения переломов бедренной кости.....	30
А.А. Тогаев, Ю.А. Шермухамедов. Численный расчет тормозного диска на прочность методом конечных элементов.....	32
М.К. Усаров, Г.Т. Аюбов, Д.М. Усаров. Динамический расчет здания на основе пластинчатой модели, учитывающей бимоменты.....	34
Ф.Х. Нишонов. Обобщенная модель теории струй одно- и многофазных жидкостей.....	39
Б.Х. Хужаёров, У.Ж. Сайдуллаев. Осесимметричная задача фильтрации суспензий с образованием «кейк-слоя».....	43
А.А. Ахметов, Ш.А. Ахмедов, А.К. Каримов. Исследование влияния изменения клиренса на технико-эксплуатационные параметры трактора с регулируемым клиренсом.....	46
Г.А. Бахадиров. Особенности подачи листового материала в зону обработки.....	51
Р.И. Каримов, Э.Х. Нематов, Т.Т. Сафаров. Исследование динамики планетарного механизма с переменным моментом инерции сателлита.....	55
З.М. Маликов, М.А. Хаджимухамедова. Способы модификации простых контейнеров для перевозки скоропортящихся продуктов.....	58
Р.Д. Матчанов. Одноразовый машинный сбор хлопка и его проблемы.....	61
В.Г. Ракипов, Ш.Абдуғаббаров, А. Акрамов. Определение рациональных параметров и разработка установки очистки линта.....	66
А. Саримсаков, А. Каримов, Р. Мурадов. Теоретическое исследование движения сырцового валика, образующегося внутри рабочей камеры джина.....	69
С.И. Комилов. Обоснование параметров геосинтетического материала по повышению устойчивости откоса насыпей.....	73
Р.Х. Сайдахмедов, К.К. Кадырбекова, Г.Р. Саидахмедова. Исследование состава и свойств ионно-плазменных покрытия на основе карбида титана.....	76
Р.Ш. Сулаймонов, У.К. Каримов, Б.Х. Маруфханов, Д.Х. Умарходжаев. Повышение эффективности очистки волокна трудноочищаемых селекций.....	80

Научные сообщения

Ф.Х. Нишонов. Распространение ударного давления в гидротаране строительного комплекса.....	83
Р.Б. Хусайнов. Анализ продольных колебаний подземного трубопровода при упругом и вязкоупругом взаимодействиях с грунтом при различных граничных условиях.....	86

Хроника

О монографии Р.Д. Матчанова «Одноразовый машинный сбор хлопка и его проблемы».....	91
Г.А. Бахадиров. Устозлар хотираси ва сабоқлари.....	91
Г.Х. Хожиметов. Соображения в преподавании общепрофессиональных дисциплин в высшетеχνическом образовании.....	93
Доктору физика – математических наук, профессор Куралбаю Наврузову 70 лет.....	97

Редактор: Н.А. Нишонов
Технический редактор: Е.В. Ан

Журнал зарегистрирован Агентством по печати и информации Республики Узбекистан 22.12.2006 г.
Регистрационный номер 0050.

Сдано в набор 09.02.2017. Подписано в печать 10.03.2017.
Формат 60×84 ¹/₈. Гарнитура Times New Roman. Ризография.
Усл.-печ. л. 11.62. Уч.-изд. л. 7.8. Тираж 100. Заказ № .
Цена договорная.

Отпечатано в Минитипографии УД АН РУз:
100047, г. Ташкент, ул. акад. Я. Гулямова, 70.