

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
МУАММОЛАРИ

O‘ZBEKISTON
JURNALI

1–2
2020

УЗБЕКСКИЙ
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор - акад. АН РУз Т.Р. РАШИДОВ
Зам. главного редактора – докт. техн. наук, проф. Г.Х. ХОЖМЕТОВ
Отв. секретарь - PhD Н.А. НИШОНОВ

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, проф. 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. КОРШУНОВА, 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, 33.
Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз

Телефон: + 99871 262-78-34

Факс: +99871 262-71-52

E-mail: tur.rashidov@list.ru

Редактор: Н.А. Нишионов

Технический редактор: Е.В. Ан

Журнал зарегистрирован Агентством по печати и информации Республики Узбекистан 22.12.2006 г.
Регистрационный номер 0050.

Сдано в набор 28.05.2020. Подписано в печать 02.07.2020.
Формат 60×84¹/₈. Гарнитура Times New Roman. Ризография.
Усл.-печ. л. 15.34. Уч.-изд. л. 10.23. Тираж 100. Заказ № 631.
Цена договорная.

Отпечатано в Минитипографии АН РУз:
100047, г. Ташкент, ул. акад. Я. Гулямова, 70.

О ПРОДОЛЬНОМ КОЛЕБАНИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ МАШИНЫ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ПОЧВЕННОЙ СРЕДОЙ (ГРУНТОМ)

Одной из основных задач при исследовании напряженно-деформированного состояния почвообрабатывающих машин является расчет нагруженности элементов его конструкции [1–2], в частности, рабочего органа глубокорыхлителя, представленного в виде балки, один конец которой закреплен с затупленным телом (рыхлительной лапкой). Вообще, при проектировании конструкций оценка их прочности производится на основании расчетов, которые сводятся в основном к определению напряжений, возникающих в отдельных элементах и частях конструкций под действием различных нагрузок, и к проверке условий прочности, гарантирующих безопасность эксплуатации [3–5]. При этом условия прочности записываются обычно в виде некоторого уравнения и выражают связь между прочностными характеристиками материала и вычисляемыми при расчете напряжениями.

Отправными моментами численно-аналитического метода является возможность линейаризации граничных условий для ранних времен взаимодействия и класса затупленных тел, а также ограниченность области среды, занятой возмущенным движением [6]. Последнее обстоятельство позволяет строить решения волновых уравнений в виде рядов Фурье на интервале, содержащем возмущенную область. В результате удовлетворения смешанным граничным условиям, разрешающая система (для грунта) имеет вид бесконечной системы дифференциальных уравнений второго рода, которая при движении тела дополняется дифференциальным уравнением его движения.

Представим основной рабочий орган почвообрабатывающей машины – глубокорыхлителя в виде вертикального стержня (стойки), сопряженного нижним концом с рыхлительной лапой массы m . Рассматривая рабочий орган в сечении, принимаем, что стойка и рыхлительная лапа совершают продольные колебания под действием осевых сил N .

При жестком сопряжении стойки с лапкой составляет система уравнений, описывающая движение центра масс «система–стойка–лапка», где сопротивление почвенной среды определяется из решения соответствующей краевой задачи для деформируемой среды, взаимодействующей с лапкой глубокорыхлителя. При этом основной становится задача определения сопротивления окружающей среды, которая зависит от выбора модели грунтовой среды. Если учитывать деформацию стойки и податливость в местах сопряжения ее с лапкой, то следует рассматривать стойку и лапку наряду с окружающей средой как деформируемую систему.

Как правило, для повышения эффективности работы рыхлительной лапы в грунте на необходимой глубине обработки, стойка нагружается осевой силой $N(t) = N_0 + N_1$, где N_0 – постоянная составляющая силы нажатия стойки, а $N_1(t)$ – дополнительная осевая сила, зависящая от времени и возникающая в процессе движения рыхлителя. Таким образом, из-за изменения величины давления на лапку стойка может совершать осевые (продольные) колебания. В связи с этим рассмотрим движение сечения стойки в осевом направлении, где нижнее сечение жестко или упруго сопряжено с массой лапки с помощью безынерционного элемента. Направим ось OZ вдоль стойки сверху вниз и установим начало координат в начальном сечении стойки. Перемещение сечения стойки, перпендикулярного к оси стойки, обозначим через функцию $u(z, t)$, которая удовлетворяет уравнению

$$S\rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - ES \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = 0, \quad (1)$$

граничным условиям

$$ES \frac{\partial u}{\partial z} = -N_0 + N_1(t) \quad \text{при } z = 0, \quad (2)$$

$$m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -ES \frac{\partial u}{\partial z} - Q(u_0) \quad \text{при } z = l, \quad (3)$$

где S – площадь поперечного сечения стойки; ρ – плотность материала стойки; m – масса лапки. В случае упругого сопряжения $u_0(t)$ удовлетворяет уравнению

$$m\ddot{u}_0 = -Q(u_0) + c_0 \left[u(l, t) - u_0(t) \right], \quad (4)$$

где c_0 – коэффициент жесткости упругого элемента, $u_0(t)$ – вертикальное перемещение оси лапки (конуса).

В уравнении (4) через $Q(u_0)$ обозначена полная вертикальная сила, действующая на лапку со стороны грунтовой среды. Для определения этой силы сначала находим распределенные по поверхности соприкосновения лапки с грунтом вертикальные силы реакции грунта на лапку. Предположим, что при действии вертикальной силы самая нижняя точка A произвольного сечения лапки, представляющего собой круг радиусом $R = H \tan \beta$, будет опущена ниже поверхности уплотненного грунта на некоторую глубину u_0 . Причем эта глубина одновременно является осадкой грунта под осью лапки (конуса). Осадка в некоторой другой точке B , лежащая на границе круга, с точностью до малых четвертого порядка будет равна

$$u = u_0 - \frac{\xi^2}{2R}, \quad -\xi_1 \leq \xi \leq \xi_1,$$

где ξ – расстояние до вертикальной плоскости, проходящей через ось конуса (рис. 1); $\xi_1 = \sqrt{2Ru_0}$. Поверхность соприкосновения рыхлительной лапы с конусом представляет часть конической поверхности, передний и задний край которой удалены от вертикальной плоскости, проходящей через ось лапки на расстояниях $\pm \xi_1$. Удельное давление p_1 вдоль образующих поверхности конуса, производимое вертикальными силами, будем считать зависящим от переменных ξ и H . При малых значениях осадки u_0 удельное давление определяем по формуле [7]

$$p_1 = Ku_0,$$

где K – модуль жесткости грунта, зависящий от степени его уплотненности в зоне контакта лапки с грунтовой средой, и поэтому в общем случае является переменной функции H .

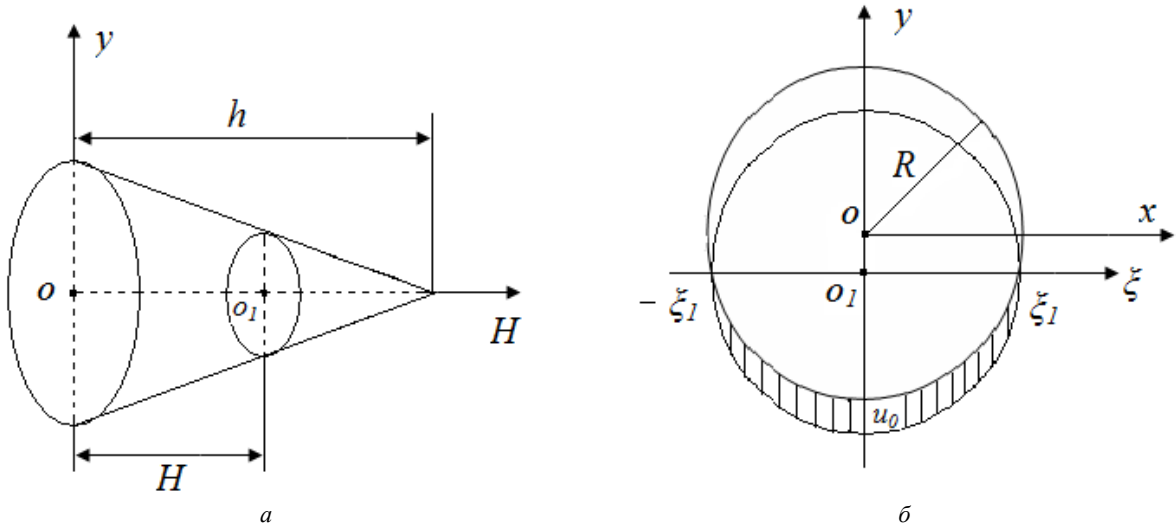


Рис. 1. Осевое (а) и продольное (б) сечения лапки глубокорыхлителя в грунтовой среде

Вертикальная сила, действующая на лапку со стороны грунта, вычисляется с помощью интеграла

$$Q(u_0) = \int_{-\xi_1}^{\xi_1} d\xi \int_0^h p_1 dH = \frac{4}{3} u_0 \sqrt{u_0} \int_0^h \sqrt{2H \cdot \tan \beta} \cdot K(H) dH.$$

Рассмотрим уравнение (1) и его решение представим в виде суммы

$$u = \frac{N_0}{ES} (l - z) + u_{co} + u_1(z, t),$$

где $u_1(z, t)$ – удовлетворяет следующим граничным условиям:

$$ES \frac{\partial u_1}{\partial z} = N_1(t), \quad \text{при } z = 0, \quad (5)$$

$$m \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} = -ES \frac{\partial u_1}{\partial x} + N_0 - Q_0(u_{co} + u_{10}), \quad \text{при } z = l, \quad (6)$$

где u_{co} – осадка грунта под действием вертикальной силы N_0 , определяемая из уравнения $Q(u_{co}) = N_0$. Далее разложим функцию $Q\left[u_{co}\left(1 + \frac{u_{10}}{u_{10}}\right)\right]$ в ряд Тейлора по степеням $\frac{u_{10}}{u_{co}}$, сохранив первые два члена разложения:

$$Q\left[u_{co}\left(1 + \frac{u_{10}}{u_{co}}\right)\right] = Q(u_{co}) + Q'(u_{co})u_{10} + \dots = N_0 + B_0 u_{10}, \quad B_0 = Q'(u_{co}). \quad (7)$$

Условие (6) с учетом (7) принимает вид

$$m \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} = -ES \frac{\partial u_1}{\partial z} - B_0 u_{10} \quad \text{при } z = l.$$

Первая производная в точках $z=0$ и $z=l$ терпит разрыв, и поэтому уравнение (1) для функции $u_1(z, t)$ с учетом разрыва первой производной в точках $z=0$ и $z=l$ перепишем в виде [8]

$$S \cdot \rho \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - ES \frac{\partial^2 u_1}{\partial z^2} + c_0 \cdot [u_1(l, t) - u_{00}] \cdot \delta(l - z) = N_1(t) \cdot \delta(z),$$

$$m \cdot \ddot{u}_{00} = -B_0 u_{00} + c_0 [u_1(l, t) - u_{00}(t)].$$

Далее полагаем

$$u(z, t) = \sum_{k=1}^n Z_k(z) \cdot T_k(t).$$

Здесь собственные функции $Z_k(z)$ удовлетворяют уравнению:

$$Z_k'' + \lambda_k^2 Z_k - \gamma_0 \cdot Z_k(l) \cdot \delta(l - z) = 0, \quad \gamma_0 = \frac{c_0}{ES}.$$

Решение уравнения (7) представим в виде

$$Z_k = \frac{\gamma_0 Z_k(l) \cdot \cos \lambda_k l}{\lambda_k \sin \lambda_k l} \cdot \cos \lambda_k (l - z) + \frac{\gamma_0}{\lambda_k} Z_k(l) \cdot \sin[\lambda_k (l - z)] \cdot H(l - z).$$

Пусть $z=l$, тогда получим уравнение для определения собственных чисел λ_k :

$$\mu_k \cdot \operatorname{tg} \mu_k - \gamma = 0,$$

где $\mu_k = \lambda_k l$, $\gamma = \frac{c_0 l}{ES}$.

Можно показать, что функции $Z_k(z)$ удовлетворяют следующему условию ортогональности:

$$\int_0^l Z_i(z) Z_k(z) dz = 0, \quad \text{при } i \neq k.$$

На рис. 2. представлены кривые изменения полного напряжения $\sigma = E \partial u / \partial x$ (отнесенного к статическому) от безразмерного времени $\tau = at/l$ для двух значений растягивающей нормальной силы N_1 . В расчетах принято $\lambda = 10^\circ$, $\beta_0 = 20^\circ$, $K_0 = 100$ кН/м³, $N_0 = 200$ Н, $h_0 = 0.3$ м, $l = 1$ м, $S = 4 \cdot 10^{-4}$ м² (стойка с квадратным сечением длиной 0.02 м), $b_1 = 0.9$, $\mu = 0.5$.

Из анализа графиков рис.2 следует, что изменение динамического коэффициента $\sigma/\sigma_{ст}$ по времени носит колебательный характер с сохранением знака. Колебания в начальных моментах происходят с высокими частотами, далее колебания имеют сравнительно высокие периоды, что связано с влиянием коэффициента жесткости упругого элемента на колебательный процесс рабочего органа, переменного в ходе движения лапки в почвенной среде из-за изменения ее сечения. При этом осевое напряжение в зависимости от величины динамической осевой силы N_1 может увеличиваться в 1.1–1.5 раза.

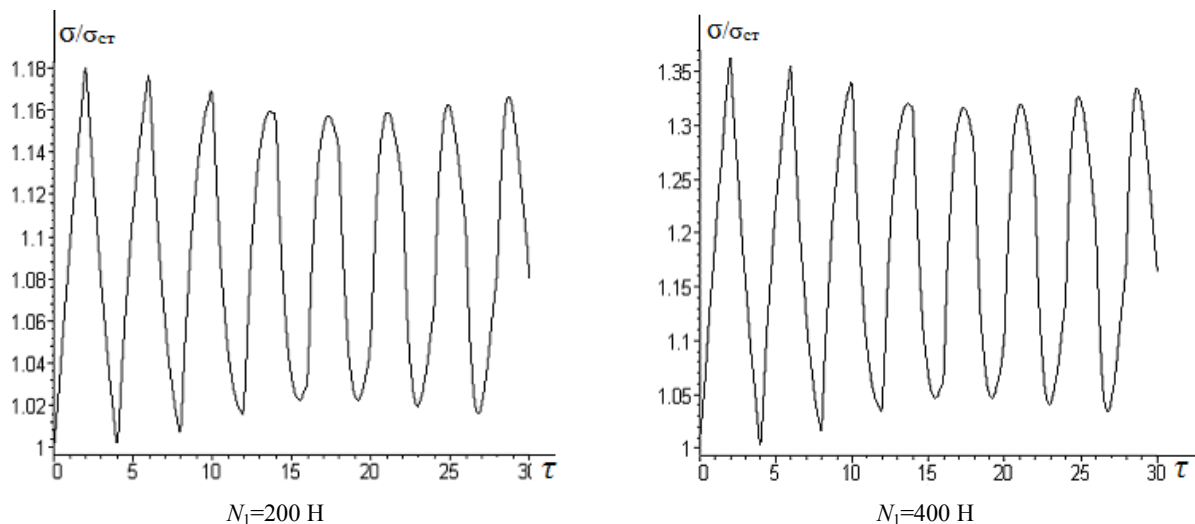


Рис. 2. Изменение полного напряжения в сечении $x=l(m)$ от времени $\tau=at/l$ для различных значений динамической осевой силы N_1

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Da Costa Mattos H. S., Teixeira L. P., Martins-Costa M. L. Analysis of small temperature oscillation in a deformable solid matrix containing a spherical cavity filled with a compressible liquid – Analytical solutions for damage initiation induced by pore pressure variation // *Int. J. Eng. Sci.* 2018. №129. P. 1–20.
- [2] Teodosio B., Baduge K.S., Mendis P. Simulating reactive soil and substructure interaction using a simplified hydro-mechanical finite element model dependent on soil saturation, suction and moisture-swelling relationship // *Comput. Geotech.* 2020. №119. P. 103359.
- [3] Гросс Е.Е., Кокорева А.А., Кулижский С.П. и др. Исследование прочности агрегатов почв при различных сельскохозяйственных нагрузках // Научный журнал «Вестник Томского государственного университета». Биология. 2013. № 368. С. 180–185.
- [4] Julius Diel, Hans-Jörg Vogel, Steffen Schlüter. Impact of wetting and drying cycles on soil structure dynamics // *Geoderma*. Vol. 345. 1 July. 2019. P. 63–71.
- [5] Павленко А.Л., Звягин А.В. О движении тонких тел в линейно-упругой среде // Газовая и волновая динамика. Вып. № 2. Изд-во МГУ. 1979. С. 57–67.
- [6] Бутенин Н.В. и др. Курс теоретической механики. Динамика. М.: Наука, 1985. – 496 с.
- [7] Рашидов Т., Хождетов Г.Х. Сейсмостойкость подземных сооружений. Ташкент: Фан, 1985. – 170 с.
- [8] Бабаков И.М. Теория колебаний. М.: Наука, 1965.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
03.06.2020

Т.Р. Рашидов, Б. Мардонов, Н.Б. Джуроева. Тупроқ (грунт) муҳити билан ўзаро таъсирдаги тупроққа ишлов берувчи машина ишчи органларининг бўйлама тебраниши

Мақолада ўқий куч таъсиридаги ер юмишатгич тишининг бўйлама тебранишини сонли ҳисоблаш ўтказилган. Динамик юклама таъсирида ер юмишатгич тиши етарлича кичкина амплитудали гармоник тебранишга яқин тебранма ҳаракат қилиши аниқланди. Бунда ўқий кучланиш динамик юкланишга боғлиқ ҳолда 1.1 – 1.5 марта ортиши мумкин.

T.R. Rashidov, B. Mardonov, N.B. Djuraeva. On the longitudinal vibration of the working bodies of the soil processing machine at interaction with the soil environment (soil)

The article provides a numerical calculation of the longitudinal oscillations of the cultivating paw under the action of axial force. It has been established that a ripping paw under the action of dynamic force oscillates close to harmonic with a sufficiently small amplitude. In this case, the axial stress, depending on the magnitude of the dynamic force, can increase 1.1-1.5 times.

ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНОГО ПЕРЕМЕШИВАНИЯ НА НЕСТАЦИОНАРНЫЙ СДВИГ СТЕПЕНИ ПРЕВРАЩЕНИЯ РЕАГЕНТА В РЕАКТОРЕ

Математический анализ особенностей работы проточного химического реактора в нестационарном режиме, рассмотренный в работе [1], и анализ проведенного эксперимента [2] показали, что использование динамических режимов может привести к повышению эффективности работы химического реактора по сравнению с соответствующим стационарным режимом при одинаковых в среднем условиях. Нестационарный режим в реакторе может быть реализован вследствие вынужденных внешних воздействий параметров реактора (концентрации или входной температуры реагентов), а также может быть следствием неустойчивости состояния или случайных помех и возмущений. Основные особенности влияния в реакторе с однородным кипящим слоем на нестационарный сдвиг степени превращения реагентов рассмотрены в [3]. В данной статье решается задача о влиянии продольного перемешивания на степень превращения реагента в реакторе с неоднородным кипящим слоем.

Постановка задачи. Рассмотрим одномерную модель химического реактора с неоднородным кипящим слоем, где протекает необратимая одностадийная химическая реакция. Нестационарные уравнения переноса вещества в безразмерных переменных имеют следующий вид [4]:

$$\frac{\partial C_1}{\partial t} + U_1 \frac{\partial C_1}{\partial x} = \frac{1}{P_e} \frac{\partial^2 C_1}{\partial x^2} + f(C_1) - A(C_1 - C_2), \quad (1)$$

$$\frac{\partial C_2}{\partial t} + U_2 \frac{\partial C_2}{\partial x} = A(C_1 - C_2). \quad (2)$$

Граничные условия для задачи можно записать в виде

$$\text{при } x=0 \quad -\frac{1}{P_e} \frac{\partial C_1}{\partial x} + C_1 = C_f(t), \quad C_1(t) = C_2(t), \quad (3)$$

$$\text{при } x=1 \quad \frac{\partial C_1}{\partial x} = 0. \quad (4)$$

В качестве начального условия зададим распределение концентрации, соответствующее устойчивому стационарному решению задач (1) – (4), т.е.

$$\text{при } t=0, \quad C_n(x, 0) = C_{ns}(x), \quad C_{ns} = \frac{C_{ns}(x)}{C_0}. \quad (5)$$

$$\text{Здесь } A = \frac{A \cdot L}{UC_0}; \quad C_n = \frac{C_{n*}}{C_0}; \quad f(C_1) = \frac{F(C_1)L}{C_0 U}; \quad P_e = \frac{LU}{D},$$

где C_{n*} , C_0 – концентрация реагента в фазе n ($n=1$ соответствует плотной фазе, $n=2$ – разбавленной фазе) и на входе реактора; A – коэффициент массообмена между плотной и разбавленной фазами; $f(C_1)$ – концентрация реагирующего вещества на входе в реактор; L – длина реактора; U_n – скорость соответствующих фаз и потока $U=(1-\chi)U_1 + U_2\chi$; χ – объемная доля разбавленной фазы; x – координата, отсчитываемая по длине реактора; D – эффективный коэффициент диффузии.

Цель анализа – сравнение средней по времени степени превращения реагента в случае периодического изменения концентрации реагирующего вещества на входе со степенью превращения реагента в стационарном режиме работы реактора, соответствующем среднему за период значению входной концентрации различных значений числа P_e в виде функции $f(C_1)$. Относительную эффективность периодического режима по сравнению со стационарным охарактеризуем величиной отклонения средней за период степени превращения в стационарном режиме. Это отклонение назовем далее нестационарным сдвигом.

Решение задачи. Общее решение (1) – (5) будем искать в виде разложения по степеням

$$\text{при } t=0, \quad C_n(x, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \varepsilon^m C_{nm}(x, t), \quad (n=1,2), \quad (6)$$

$$C_n(x,0) = \sum_{m=0}^{\infty} C_{nms}(x). \quad (7)$$

Таким образом, решение задач (1) – (7) с точностью до членов третьего порядка малости для квазистационарного распределения концентрации реагента смеси на выходе из реактора находим в виде

$$C(x,t) = U_1 C_1(1,t)(1-x) + U_2 C_2(L_1,t)x = C_f - \varepsilon f_1(C_f)E_0 + \varepsilon^2 f_1(C_f)f_1'(C_f)E(P) + f_1^2(f_1 E_1 + f_1'' E_2 2^{-1}) + O(\varepsilon^4), \quad (8)$$

где $E_0 = E_{11}U_1(1-x) + U_2 x E_{21}$; $E(P) = U_1(1-x)E_{12} + U_2 x E_{22}$; $E_1 = U_1(1-x)E_{13} + U_2 x E_{23}$;
 $E_2 = U_1(1-x)E_{13}^1 + E_{23}^1 U_2 x$;

$$E_{11} = (U_2 A^{-1} K_1 - 1)\lambda_{11} \exp(K_1) + (U_2 A^{-1} K_2 - 1)\lambda_{21} \exp(K_2) - \lambda + \frac{1 - U_2 Q^{-1}}{U_1 + U_2}.$$

Угловыми скобками обозначено усреднение по периоду изменения функции. В квазистационарном приближении для величины нестационарного сдвига смеси можно получить

$$\langle \Delta Z \rangle = \varepsilon G_0 E_0(P_e) + \varepsilon^2 G E(P_e) + \varepsilon^3 (G_1 E_1(P_e) + G_2 E(P_e)) + O(\varepsilon^4), \quad (9)$$

где $G_0 = \langle f_1(C_f) \rangle - f_1(\langle C_f \rangle)$; $G = \langle f_1(C_f) f_1' \rangle - f_1(\langle C_f \rangle) f_1'(\langle C_f \rangle)$;

$$G_1 = \langle f_1(C_f) (f_1'(C_f))^2 \rangle - f_1(\langle C_f \rangle) (f_1'(\langle C_f \rangle))^2$$

$$G_2 = \langle f_1''(C_f) (f_1(C_f))^2 \rangle - \langle f_1''(\langle C_f \rangle) (f_1(\langle C_f \rangle))^2 \rangle$$

Для оценки влияния продольной диффузии с учетом нестационарного сдвига необходимо рассмотреть (9) с точностью до членов более высокого порядка по ε . Пусть скорость реакции зависит от концентрации реагента по закону $f_1(C_f) = K_1 C_f^{\frac{1+\delta b}{2}}$, $b = o(1)$. Тогда, используя соотношения

$$(9), \quad \text{полагая, что } \delta = \varepsilon \quad \text{и учитывая} \quad f_1'(1) = K_1 \left(\frac{1}{2} + \varepsilon b \right), \quad f_1''(1) = K_1 \left(\varepsilon^2 b^2 - \frac{1}{4} \right),$$

$$f_1'''(1) = K_1 \left(\varepsilon^3 b^3 - \frac{3\varepsilon^2 b^2}{4} - \frac{\varepsilon b}{4} + \frac{3}{8} \right), \quad f_1^{IV}(1) = \left(\varepsilon^4 b^4 - 4\varepsilon^3 b^3 + \frac{7\varepsilon^2 b^2}{2} + \varepsilon b - \frac{15}{16} \right),$$

получаем

$$\begin{aligned} \langle \Delta Z \rangle = & \frac{\varepsilon^3 g_1^2 K_1}{16 E_0} + \varepsilon^5 \left(\left(-\frac{15 g_1^4 K_1}{64} - 16 + \frac{g_1^2 b^2 K_1}{4} \right) E_0 + \frac{3 g_1^2 K_1^3 W_1(p)}{64} \right) - \\ & - \left(\frac{\varepsilon^3 g_1^2 K_1}{16} \right) E_0 + \varepsilon^6 W(P_e, A, \chi) \gamma_1. \end{aligned} \quad (10)$$

Здесь $W_1(P_e) = -\alpha E(P_e) - [E_1(P_e) - 1/2 E_2(P_e)]$,

$$W(P_e, f, x) = \beta E_0(P_e, A, x) - \alpha E(P_e) - \left(E_1(P_e, A, x) - \frac{E_2(P_e, A, \chi)}{2} \right),$$

$$\text{где } \beta = \frac{5 g_1^2}{16 K_1^2} - \frac{64 b^2}{3 K_1^2}; \quad \alpha = \frac{16 b}{3 K_1}; \quad \gamma_1 = \frac{3 g_1^2 K_1^3}{64}.$$

Как следует из равенства (10), для рассматриваемой кинетической зависимости имеем $\langle \Delta Z \rangle < 0$, т.е. в нестационарном режиме степень превращения ниже, чем в стационарном. Характер кривой $W(P)$ существенно зависит от величины, определяемой как порядком реакции, так и константой скорости. Исследование влияния продольного перемешивания на нестационарный сдвиг с учетом коэффициента массообмена и доли разбавленной фазы показало, что поведение функции $W(P_e)$, определяющей влияние перемешивания на нестационарный сдвиг, зависит не только от интенсивности перемешивания, но и от коэффициента массообмена и доли разбавленной фазы. Именно при определенных значениях коэффициента массообмена и доли разбавленной фазы наблюдается экстремум. Найден промежуток значений числа Пекле P_e , где с увеличением интенсивности массообмена между плотной и разбавленной фазами в реакторе наблюдается рост

нестационарного сдвига степени превращения, т.е. оптимальные условия процесса в реакторе с неоднородным псевдооживленным слоем при достаточно высокой интенсивности массообмена между фазами достигаются в периодическом режиме.

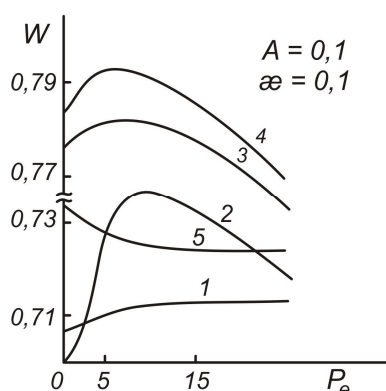


Рис. 1. Зависимость нестационарного сдвига от интенсивности продольного перемешивания для одностадийной реакции при значениях коэффициента массообмена $A=0.1$ и доли разбавленной фазы $\chi=0.01$

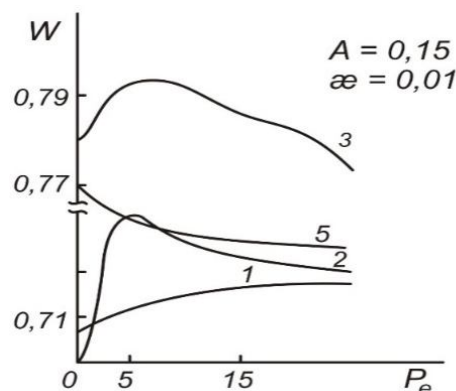


Рис.2. Зависимость нестационарного сдвига от интенсивности продольного перемешивания для одностадийной реакции при значениях коэффициента массообмена $A=0.15$ и доли разбавленной фазы $\chi=0.01$

Итак, нестационарный сдвиг сложным образом взаимодействует с продольным перемешиванием, что приводит к разнообразным ситуациям, рассмотренным ранее. Полученные результаты свидетельствуют о том, что наличие продольной диффузии в зависимости от порядка реакции константы скорости, коэффициента массообмена и доли разбавленной фазы оказывает существенное влияние на динамические характеристики проточного химического реактора. Зависимость нестационарного сдвига интенсивности продольного перемешивания для одностадийной реакции при значениях коэффициента массообмена A и доли разбавленной фазы χ представлены на рис.1,2.

Это необходимо учитывать при выборе оптимального типа химического реактора с неоднородным псевдооживленным слоем, работающего в нестационарном режиме.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Гупало Ю.П., Новиков В.А., Рязанцев Ю.С. О влиянии продольной дисперсии на динамические характеристики проточного химического реактора // ПИММ. Вып.3. 1980. Т.44. С. 120.
- [2] Гупало Ю.П., Новиков В.А., Рязанцев Ю.С. О проточной системе с химической реакцией дробного порядка при наличии аксиальной дисперсии // ПИММ. Вып. 2. 1981. Т.45. С. 294.
- [3] Гупало Ю.П., Новиков В.А., Рязанцев Ю.С. О влиянии продольного перемешивания реагента в проточной системе // Изв. АН СССР. МЖГ. 1981. № 2. С. 84
- [4] Абдурахимов А. Работы реактора в псевдооживленном слое // Актуальные проблемы прикладной математики и информационных технологий-Аль Хоразми, 2012. С. 167.

Ташкентский архитектурно-строительный институт

Дата поступления
12.02.2020

А.А. Абдурахимов. Реакторда реагентнинг ҳаракати даражасига бўйлама кўчишининг стационар бўлмаган силжишининг таъсири

Мақолада реакторнинг бир ҳил бўлмаган суюлтирилган ҳимиявий реагентли қатламлар ҳаракатида, бошланғич чегарада квазистационар даврли концентрация реагенти билан берилган стационар бўлмаган силжишининг динамик характеристикаларининг самарадорлиги таққосланган.

A.A. Abdurahimov. The effect of longitudinal mixing on the unsteady shift of the degree of conversion of the reactant in the reactor

In the article the dependence of the unsteady, shear (relative efficiency of batch operation compared with stationary) from the dynamic characteristics of flow chemical reactor with non-uniform fluidized bed in the presence of quasi-stationary periodic perturbations of the concentration of the reagent at the inlet of the reactor.

ИССЛЕДОВАНИЕ НДС И СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ С УЧЕТОМ НЕУПРУГИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ

Расчетная схема большинства конструкций, используемых в отраслях транспортного строительства, машиностроения и энергетики, сводится к осесимметричным конструкциям из оболочек вращения и круговых шпангоутов. При составлении расчетной схемы оболочечная конструкция мысленно расчленяется на узловые, оболочечные и соединительные элементы.

При выполнении расчета несущих элементов конструкций за пределом упругости при переменных нагрузках используется, главным образом, теория малых упругопластических деформаций, сформулированная А.А. Ильюшиным – В.В. Москвитиным [1, 2]. Ими предложен эффективный метод решения краевых задач – метод упругих решений. В работе [3] приводится сравнение различных методов решения задач деформационной теории пластичности. Отмечаются преимущества одних методов перед другими и формулируются достаточные условия сходимости различных процессов последовательных приближений. В работе [4] изложены фундаментальные основы механики процессов пластического деформирования сплошных сред и конструктивных материалов при сложном нагружении, а также результаты экспериментальных исследований. Работа [5] посвящена построению определяющих соотношений на основе экспериментального исследования, определены области физической достоверности теории пластичности применительно к процессам сложного нагружения и разгрузки с учетом вторичных пластических деформаций.

Работа [6] посвящена разработке методов расчета, оценки НДС и прочности оболочечных конструкций при малоцикловом нагружении. Приведены способы описания диаграмм циклического деформирования для ряда конструкционных материалов, показаны их применения при решении задач переменной пластичности. Рассмотрены вопросы малоциклового прочностного поведения элементов конструкций различных типов. Анализируются результаты исследования НДС в зонах концентрации, их кинетика по циклам нагружения и достижение предельных состояний по условию накопленных повреждений.

В работах Т.Буриева [7, 8] сформулирован ряд краевых задач по расчету несущих элементов тонкостенных конструкций при повторных и переменных упругопластических нагружениях в текущих величинах. Исследована сходимость разработанных алгоритмов и итерационных процессов в зависимости от степени развития пластических деформаций и накопление повреждений, а также вопросы обеспечения безопасности конструкций в экстремальных ситуациях. В книге [9] изложены численные методы и алгоритмы расчета на прочность, устойчивость и колебаний осесимметричных и пространственных конструкций. Показано, что для решения краевых задач оболочечных конструкций эффективным является применение метода численного интегрирования С.К.Годунова.

При проектировании составных оболочечных конструкций наряду с традиционными металлическими материалами широко применяются полимерные материалы и композиты с различными вязкоупругими свойствами. При решении задачи механики вязкоупругих композитов широкое применение нашли метод аппроксимации А.А.Ильюшина [10], метод осреднения Б.Е.Победры [11], ядро релаксации и ползучести А.Р.Ржаницына – М.А.Колтунова [12].

В работах В.В.Москвитина [2] предложены модели и основные соотношения, позволяющие исследовать НДС тонкостенных конструкций при переменных упругопластических и вязкопластических нагружениях с учетом повреждаемости. В работе [13] описаны методы моделирования ползучести и длительной прочности металлов в агрессивных средах с применением кинетического уравнения повреждаемости.

В работе [14] волокнистые композиционные материалы рассмотрены как матрицы, армированные высокопрочными и высокомодульными волокнами, предложен вариационно-матричный подход к расчету многослойных (трехслойных) оболочечных конструкций. Модель конструкции, состоящая из чередующихся несущих слоев из высокопрочных и высокомодульных материалов и слоев пониженной жесткости из полимеров, рассматривается в [15].

Отметим, что наиболее распространенными методами решения краевых задач теории оболочек являются метод конечных разностей, метод конечных и граничных элементов [6, 9, 16, 17].

Ввиду сложности решения задач неупругих оболочечных конструкций их эффективное решение возможно лишь численными методами с применением современных персональных компьютеров. Возникает необходимость создания математических моделей, построения разрешающих систем уравнений, разработки программных средств для исследования НДС и колебаний оболочечных конструкций [18–21].

Постановка задачи. В работе [19] получена разрешающая система уравнений, описывающая упругопластическое поведение тонкостенных конструкций и стержней при переменных нагрузках, а также вязкоупругих свойств элементов. На основе разработанной методики расчета и процедур приводятся решения ряда упругопластических задач при повторном нагружении, анализируются НДС и собственные колебания составных оболочечных конструкций с учетом вязкоупругих свойств материалов.

Результаты исследования. Расчеты оболочечных конструкций при переменных упругопластических нагрузках.

1. Анализ НДС цилиндрической оболочки, связанной с кольцевой пластинкой.

Анализируется напряженное состояние цилиндрической оболочки, связанной по некоторой параллели круглой кольцевой пластинкой и шпангоутом [9, 19] при нагружении из естественного состояния и при повторном нагружении (рис. 1).

Узлы конструкции 1 и 4 – края цилиндрической оболочки. Узел 3 – место стыка цилиндрической оболочки с кольцевой пластинкой, на внутреннем крае которой располагается второй узел. Предполагаем, что торцы оболочки и внутренний край пластинки жестко закреплены. На месте связи пластинки с оболочкой конструкция подкреплена круговым упругим шпангоутом. Геометрические характеристики для оболочечных элементов (мм): $L_1=L_2=R=400$; $R_0=100$; $h_0=h_u=4$; для шпангоута $a=b=4$; $F=16 \text{ мм}^2$.

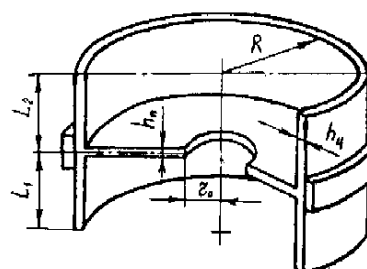


Рис. 1. Цилиндрическая оболочка, связанная по некоторой параллели круглой кольцевой пластинкой и шпангоутом

В табл. 1 представлены результаты расчета кинетики напряженного состояния для узловых точек 1 и 2 рассматриваемой конструкции. Для определения истинных значений напряжений воспользуемся теоремой о переменном нагружении.

Из табл. 1 видно, что значения $\bar{\sigma}_{11}^{(k)}$, $\bar{\sigma}_{22}^{(k)}$, $\bar{\sigma}_u^{(k)}$ с увеличением числа циклов нагружения увеличиваются. Причем разница этих величин при $K=2$ и 5 в узловых точках 1 и 2 соответственно составляет 4.09, 1.90, 4.25%; 4.24, 2.22, 4.36%. Приведены значения масштабного коэффициента для материала М1 (В-96).

Таблица 1

Результаты расчета кинетики напряженного состояния для узловых точек 1 и 2

K	α_k	N_{yz}	$\bar{\sigma}_{11}^{(k)} \cdot 10^{-2}$	$\bar{\sigma}_{22}^{(k)} \cdot 10^{-2}$	$\bar{\sigma}_u^{(k)} \cdot 10^{-2}$
1	1.00	1	3.99231	1.66338	3.47342
		2	4.05441	1.78140	3.51982
2	2.08	1	6.97419	2.40429	6.13612
		2	7.12482	2.64065	6.23874
3	2.15	1	7.13155	2.43004	6.27966
		2	7.28650	2.67268	6.38450
4	2.19	1	7.20900	2.44221	6.35045
		2	7.36135	2.68706	6.45208
5	2.22	1	7.26000	2.45003	6.39711
		2	7.42663	2.69934	6.51109

Кинетика истинных значений компонентов напряжения в узловых точках 1 и 2 при n -ном нагружении представлена в табл. 2. Значения величин $\sigma_{11}^{(k)}$, $\sigma_{22}^{(k)}$ для второго узла при $K=1$ и 3 различаются соответственно на 3.99, 1.8%, а при $K=1$ и 5 – 5.6, 2.49%.

Кинетика истинных значений компонентов напряжения в узловых точках 1 и 2 при n -ном нагружении

Показатель	$N_{yz} \setminus K$	1	2	3	4	5
$\sigma_{11}^{(k)}$	1	3.99231	2.98188	-4.14967	3.05933	-4.20067
	2	4.05441	3.07041	-4.21609	3.14526	-4.28137
$\sigma_{22}^{(k)}$	1	1.66338	0.74091	-1.68913	0.75308	-1.69695
	2	1.78140	0.85925	-1.81343	0.87363	-1.82571

Расчеты с использованием принципа Мазинга показали, что при данных условиях нагружений в некоторых областях после циклического упругопластического нагружения происходит разгрузка, сопровождающаяся развитием вторичных пластических деформаций. Учет этого приводит к уменьшению остаточных напряжений на 15–20%.

2. Напряженно-деформированное состояние сильфонных компенсаторов. Сильфонные компенсаторы предназначены для уменьшения внутренних усилий, обусловленных различными перемещениями, температурными и остаточными напряжениями. Сильфонные компенсаторы – довольно сложная конструкция, основной несущей и герметизирующей частью которой является гофрированная осесимметричная тонкостенная оболочка (рис. 2).

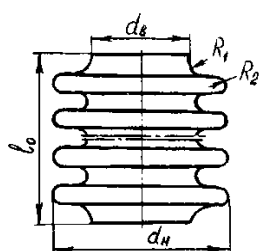


Рис.2. Гофрированная осесимметричная тонкостенная оболочка

Базовый элемент гофрированной оболочки – полугофр. Основные конструктивные параметры, определяющие геометрию и работоспособность оболочки: наружный d_n и внутренний d_s диаметры оболочки, радиусы выступа R_1 и впадины R_2 , длина L_n линейного участка гофра, h – толщина оболочки. Эффективность применения сильфонных компенсаторов достигается благодаря их конструктивным особенностям.

Сильфонные компенсаторы в большинстве случаев подвергаются повторным воздействиям нагрузки с ограниченным числом циклов. Число циклов нагружения определяется количеством пусков, остановов и резких изменений режима работы агрегата за время эксплуатации. В этих условиях работы для повышения его компенсирующей способности целесообразно и необходимо допустить пластические деформации в наиболее нагруженных зонах оболочки [5].

На основе разработанной методики расчета тонкостенных конструкций приведены результаты расчета сильфонных компенсаторов при повторном нагружении. Произведен расчет для сильфона с одним и двумя гофра. Расчетная схема сильфонного компенсатора представлена в [5] и указаны основные конструктивные параметры, определяющие геометрию и работоспособность гофрированной оболочки. Конструктивные параметры сильфона (мм): $l=200$; $R=200$, $r_1=r_2=50$; $L_n=200$; $h=4$.

Численные решения задачи показывают, что характер распределения расчетных величин и уровень деформаций зависят от интенсивности нагрузки, конструктивных параметров, в частности, переменности толщины и формы гофра.

Ввиду симметричности конструкции, граничных условий и режима нагружения представлены результаты расчета для первого полугофра сильфона с цилиндрической частью. Исследованы распределения интенсивности напряжений и деформаций при исходном нагружении для различных значений параметров сильфона. Значения интенсивности напряжений $\bar{\sigma}_u^{(2)}$ в наиболее нагруженной точке сильфона отличаются от соответствующих значений первого нагружения σ'_u примерно в 1.6 раза. В качестве иллюстрации в табл.3 представлены результаты расчета напряжений при повторном нагружении внутренним давлением по обобщенному принципу Мазинга–Москвитина.

Условиями появления вторичных, третичных и т.п. пластических областей являются $\bar{\sigma}_u^{(n)} \geq \alpha_n \sigma_s$, где α_n – масштабный коэффициент. Анализ результатов расчета показывает, что с увеличением числа циклов нагружений кинетика напряженно-деформированного состояния сильфона переходит в стационарное. Это объясняется режимом повторного нагружения, а также стабилизацией диаграмм циклического деформирования для упрочняющихся материалов.

Результаты исследования НДС сильфонных компенсаторов при переменном нагружении показывают, что возникающие в сильфоне пластические деформации локализованы в относительно узких зонах. Поэтому разрушение сильфона при переменном нагружении определяется, главным образом, накоплением повреждений и носит явно выраженный усталостный характер.

Результаты расчета напряжений при повторном нагружении внутренним давлением по обобщенному принципу Мазинга–Москвитина

N	N _{уз}	$\bar{\sigma}_{11}^{(k)} 10^{-2}$	$\bar{\sigma}_{22}^{(k)} 10^{-2}$	$\bar{\sigma}_u^{(k)} 10^{-2}$	$\bar{\sigma}_{11}^{(k)} 10^{-2}$	$\bar{\sigma}_{22}^{(k)} 10^{-2}$	$\bar{\sigma}_u^{(k)} 10^{-2}$
				Материал – сталь ТС			
1	1	3.77875	1.50897	3.29453	3.77875	1.50897	3.29453
	2	2.28069	3.54484	3.11171	2.28069	3.54484	3.11171
	3	1.07162	-2.49826	3.17283	1.07162	-2.49826	3.17283
	4	2.40799	-0.89229	2.9569	2.40799	-0.89229	2.9569
2	1	6.04136	1.98930	5.33266	6.22931	2.01320	5.50603
	2	2.92529	4.87101	4.24675	2.95902	4.94996	4.31403
	3	1.83888	-380093	4.98177	1.91048	-3.91352	5.14221
	4	3.11230	-1.28425	3.91570	3.12805	-1.29356	3.93755
3	1	6.07476	1.99373	5.36341	6.32734	2.02467	5.59677
	2	2.93114	4.88461	4.25835	2.97278	4.98262	4.34177
	3	1.85305	-3.82330	5.01360	1.94272	-3.96386	5.21412
	4	3.12064	-1.28918	3.92727	3.12806	-1.29356	3.93755

Исследования оболочечных конструкций из вязкоупругих материалов

1. *Анализ НДС и собственных колебаний трехслойного резервуара.* Рассмотрим вначале задачу определения НДС трёхслойного резервуара, состоящего из полусферических и цилиндрических оболочечных элементов, подкреплённых на стыках круговыми шпангоутами. Расчетная схема представлена на рис.3, где I-III – номер оболочки, 1–4 – номер узловых элементов (узлы 1, 4 – полюса, 2, 3 – шпангоуты). Осевые и крутильные перемещения узлов 2 и 3 запрещены.

Геометрические параметры для оболочечных элементов (мм): $L=400$, $R=150$; толщина слоев: $h_1=1$, $h_2=2$, $h_3=1$; для шпангоутов $a=10$; $b=5$; $F=50 \text{ мм}^2$; $J_z=416.2$; $J_x=24 \text{ мм}^4$. Внутренние и наружные слои из полимерных материалов: $E_1=E_3=10^5 \text{ МПа}$; $\nu_1=\nu_3=0.3$; $\rho_1=\rho_3=7.8 \cdot 10^{-5} \text{ кг/мм}^3$. Средний слой и шпангоуты из металлов упругие: $E_2=E_{III}=10^5 \text{ МПа}$; $\nu_2=\nu_{III}=0.3$; $\rho_2=\rho_{III}=7.8 \cdot 10^{-5} \text{ кг/мм}^3$. Реологические характеристики полимерных слоёв описываются разностным ядром Ржаницына–Колтунова с параметрами: $A_1=A_3=0.01$; $\alpha_1=\alpha_3=0.05$; $\beta_1=\beta_3=0.1$.

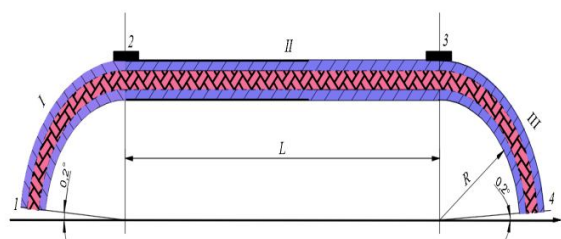


Рис. 3. Расчетная схема трёхслойного резервуара

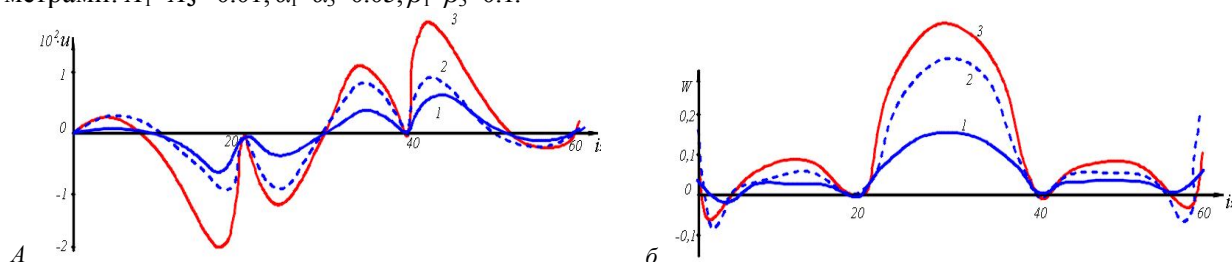


Рис.4. Изменения расчетных величин u , w конструктивных параметров

На рис.4, а, б показан характер изменения компонентов перемещений вдоль оси конструкции при различных значениях интенсивности внутреннего давления q_0 (МПа) и толщины срединного слоя h_2 (мм): $q_0=1$, $h_2=2$ и 4 (линии 1 и 2) и $q_0=3$, $h_2=4$ (линия 3). В полусферической части конструкции прогиб W достигает своего максимума в узловой точке 1, а в цилиндрической – в середине. Величина U вблизи полюса принимает положительные значения, примерно в точке $i_t=17$ достигает своего максимального значения с отрицательным знаком. Дан анализ распределения напряжений σ_{11} и σ_{22} для второго оболочечного элемента при отмеченных программах нагружений. Из расчета следует, что характер изменения σ_{11} и σ_{22} по длине цилиндра подобен. Существенно влияет на перераспределение полей напряжений σ_{22} условие закрепления узловых точек 2 и 3.

Рассмотрена также задача о колебаниях резервуара, состоящего из двухслойных полусферических и цилиндрических оболочечных элементов, усиленных в стыках шпангоутом и жестко связанных с цилиндрической оболочкой. Расчетная схема рассматриваемой конструкции представлена в [16]. Предположим, что конец оболочечного элемента 3 защемлённый. На месте связи полусферического и цилиндрического элементов конструкция подкреплена круговым кольцевым шпангоутом.

Первый слой из вязкоупругих материалов, второй слой – упругий. Толщина всех слоёв: $h_1=2$; $h_2=2$; значение параметров ядра релаксации: $A=0.01$; $\alpha=0.05$; $\beta=0.1$. Остальные геометрические и механические характеристики, как в предыдущей задаче.

В результате расчёта получены значения частоты колебаний соответственно для первых трёх тонов: 1) $\omega_R^*=39.901$; $\omega_I^*=0.19202$; 2) $\omega_R^*=140.543$; $\omega_I^*=0.45486$; 3) $\omega_R^*=492.001$; $\omega_I^*=0.91752$.

2. *Исследование НДС и собственных колебаний трехслойного сильфонного компенсатора из вязкоупругих материалов.* В различных конструкциях различного назначения широко применяют компенсирующие устройства из композитов, выполняемые часто виде тонкостенных осесимметричных гофрированных оболочек вращения. В [16] приведена конструктивная схема сильфонного компенсатора, в которой отражены основные принципы конструирования устройств подобного типа и параметры, определяющие геометрию и работоспособность оболочки.

Рассмотрим трехслойный сильфонный компенсатор из композиционных материалов, состоящий из набора пластин, цилиндрических и тороидальных оболочек. Сильфон состоит из двух несущих вязкоупругих слоев и упругого заполнителя. Конструктивные параметры (мм): $R=200$; $R_1=R_2=50(100)$; $L=200(300)$. Толщина всех слоев фиксирована. Толщина наружных $h_1=h_3=2$ мм, толщина заполнителя $h_2=4$ мм. Вязкоупругий слой характеризуется величинами: $E=10^5$ МПа; $\nu=0.3$; $\rho=7.8 \cdot 10^5$ кг/мм³; $A=0.01$, $\beta=0.1$, $\alpha=0.05$. Механические характеристики упругого слоя: $E=2 \cdot 10^5$ МПа; $\nu=0.3$; $\rho=7.8 \cdot 10^5$ кг/мм³.

На рис.5 приведены результаты расчета НДС сильфонных компенсаторов в зависимости от конструктивных параметров и вязкоупругих свойств элементов. Показан характер изменения расчетных величин U , W , θ при $q=0.3$ МПа для различных значений R_i и L (мм): при $R_1=R_2=50$, $L=200$ (кривая 1); при $R_1=50$, $R_2=100$, $L=200$ (кривая 2); при $R_1=R_2=50$, $L=300$ (кривая 3). Видно, что с увеличением длины полки значения перемещений в третьем и четвертом оболочечном элементах существенно увеличиваются. Разница максимальных значений перемещений U , W , θ в случае учета упругих и вязкоупругих свойств материалов составляет 10–15 %.

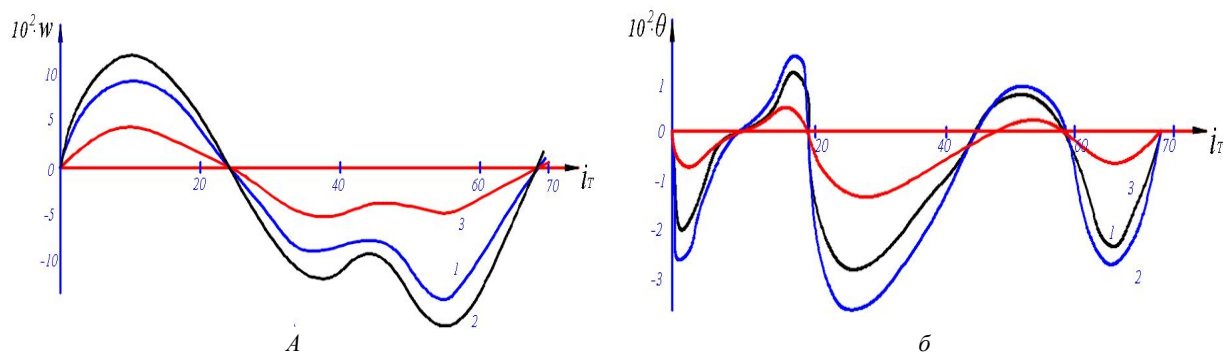


Рис.5. Изменения расчетных величин от конструктивных параметров

В результате расчетов получены значения частоты колебаний для первого тона в следующих трех случаях, т.е. в зависимости от конструктивных параметров трехслойного сильфона:

1. При $R_1=R_2=50$; $L_{II}=200$, $\omega_R^*=3.43006 \cdot 10^6$; $\omega_I^*=1.13724$.
2. При $R_1=R_2=50$; $L_{II}=300$, $\omega_R^*=3.37481 \cdot 10^6$; $\omega_I^*=1.00058$.
3. При $R_1=50$, $R_2=100$; $L_{II}=200$, $\omega_R^*=5.45164 \cdot 10^6$; $\omega_I^*=1.69881$.

Из этих данных следует, что на частоту колебаний сильфона существенное влияние оказывает длина линейного участка гофра L_{II} , радиусы впадины R_2 и выступа R_1 и толщина h . С увеличением L_{II} частота колебаний уменьшается, а с увеличением R_2 увеличивается.

На рис.6 представлены формы колебаний для четырех оболочечных элементов сильфона, соответствующих указанным случаям.

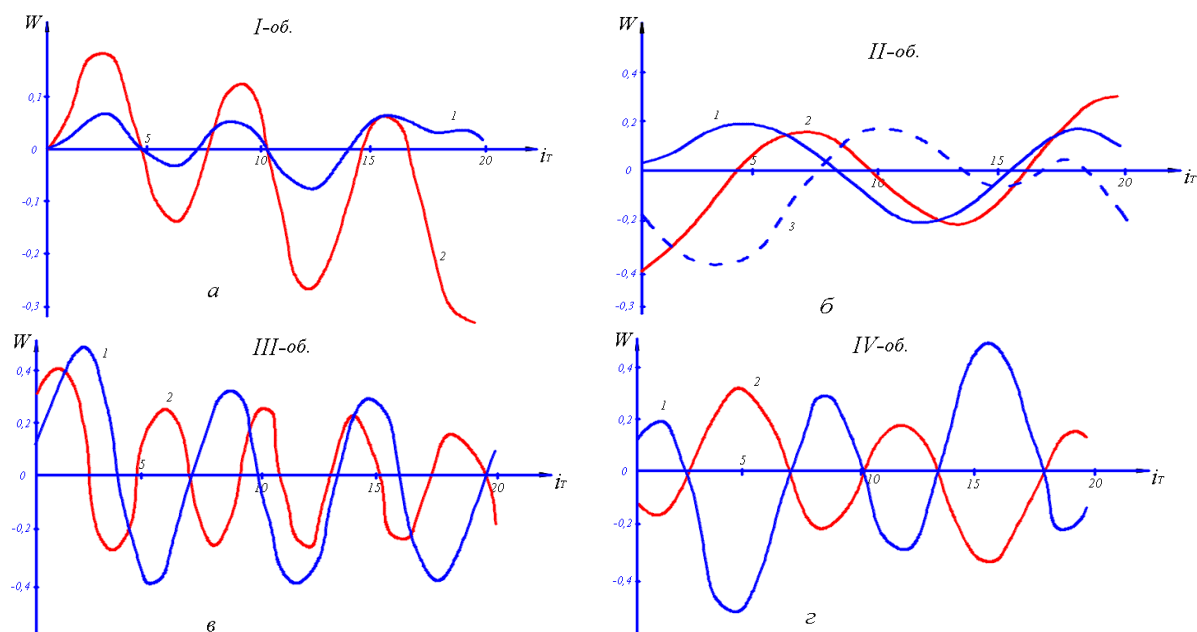


Рис.6. Форма колебаний для четырех оболочечных элементов сиффона

Выводы. Представлены решения ряда задач оболочечных конструкций с учетом неупругих свойств материалов. Исследована кинетика НДС конструкций при повторном упругопластическом нагружении. Расчеты с использованием принципа Мазинга показали, что при данных условиях нагружений в некоторых областях после циклического упругопластического нагружения происходит разгрузка, сопровождающаяся развитием вторичных пластических деформаций. Анализировано НДС и собственных колебаний резервуара, и сиффонного компенсатора.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ильюшин А. А. Труды. Пластичность. М.: Логос, 2004. – 388 с.
- [2] Москвитин В. В. Циклические нагружения элементов конструкций. М.: Наука, 1981. – 344 с.
- [3] Быков Д. Л. О некоторых методах решения задач теории пластичности // Упругость и неупругость. Вып.4. М.: Изд-во МГУ, 1975. С. 119–139.
- [4] Зубчанинов В. Г. Механика процессов пластических сред. М.: Физматлит, 2010. – 352 с.
- [5] Абирова Р. А. Развитие математических модели пластичности с учетом деформирования материалов при сложном нагружении: Автореф. дис... докт. физ.-мат. наук Ташкент, 2014. – 52 с.
- [6] Гусенков А. П., Москвитин Г. В., Хорошилов В. Н. Малоцикловая прочность оболочечных конструкций. М.: Наука, 1989. – 254 с.
- [7] Буриев Т., Абдусаттаров А. Разработка алгоритмов расчета несущих элементов конструкций при переменных нагружениях с учетом упрочнения-разупрочнения и накопления повреждений // Доклады АН РУз. 2000. №2. С.13–17.
- [8] Буриев Т. Обеспечение безопасности конструкций сложных объектов в экстремальных ситуациях. Ташкент, 2009. – 148 с.
- [9] Мяченков В. И., Мальцев В. П. Методы и алгоритмы расчета пространственных конструкций на ЭВМ // Машиностроение, 1984. – 280 с.
- [10] Ильюшин А. А., Победра Б. Е. Основы математической теории термовязкоупругости. М.: Наука, 1970. – 280 с.
- [11] Победра Б. Е. Механика композиционных материалов. М.: МГУ, 1984. – 336 с.
- [12] Колтунов М. А. Ползучесть и релаксация. М.: Высшая школа, 1979. – 272 с.
- [13] Локощенко А. М. Моделирование процесса ползучести и длительной прочности материалов. М.: МГУ, 2007. – 268 с.
- [14] Алфутов Н. А., Зиновьев П. А., Попов Б. Г. Расчет многослойных пластины и оболочек из композиционных материалов. М.: Машиностроение, 1984. – 284 с.
- [15] Болотин В. В., Новичков Ю. Н. Механика многослойных конструкций. М.: Машиностроение, 1980. – 375 с.
- [16] Самарский А. А., Михайлов А. П. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Примеры. М.: Физматлит, 2002. – 300 с.
- [17] Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов / Под.общ.ред. Мяченкова В.И. М.: Машиностроение, 1989. – 520 с.

- [18] Абдусаттаров А. К прогнозированию процессов деформирования, повреждаемости и длительной прочности вязкоупругопластических тел при сложных циклических нагружениях (обзор) // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2019. №2. С.84–91.
- [19] Абдусаттаров А., Мавланов Т. К расчету составных оболочечных конструкций с учетом упругопластических свойств элементов при повторном нагружении // Журнал «Проблемы механики». 1993. №3. С. 13–17.
- [20] Абдусаттаров А., Абдукадилов Ф.Э., Собиров Н.Х. Численный расчет элементов тонкостенных конструкций при повторно-переменном нагружении с учетом повреждаемости // Международная научно-техническая конференция «Актуальные проблемы прикладной математики, информатики и механики». Воронеж, 2019. С. 1221–1228.
- [21] Abdusattarov A., Abdukadirov F.E., Sabirov N.X. Numerical calculation of elements of thin-walled structures under alternating loading taking into account damage // IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1479. 2020. 012143.

Ташкентский институт инженеров
железнодорожного транспорта

Дата поступления
15.03.2020

А. Абдусаттаров, Ф.Э. Абдукадилов, Н.Х. Сабиров. Қобіқ конструкцияларни қучланганлик-деформацияланганлик ҳолати ва хусусий тебранишини материалларнинг ноэластиклик хусусиятини эътиборга олган ҳолда тадқиқ қилиш

Ушбу мақолада цилиндр қобіқ билан доиравий пластинкани ўзаро боғланишидан ташкил топган конструкцияни ва силфон компенсаторини такрорий эластик-пластик юкланишлар таъсиридаги қучланганлик ҳолати тадқиқ қилинган. Қовушқоқ эластик материаллардан ташкил топган уч қатламли резервуар ва силфон компенсаторини қучланганлик-деформацияланганлик ҳолати ва хусусий тебранишини таҳлил қилинган.

A Abdusattarov, F.E Abdukadirov, N.X Sabirov. Research of stress-strain state and own oscillations of shell designs taking into account inelastic properties of materials

The article given the kinetics of SSS (stress-strain state) of a cylindrical shell associated with an annular plate and a bellows compensator under repeated elastic-plastic loading is studied. An analysis was made of the VAT and natural vibrations of a three-layer reservoir and a bellows expansion joint made of a viscoelastic composite.

УДК 621.01

Р.И. КАРИМОВ, Н.Н. БЕГИМОВ, Ш.А. САДУЛЛАЕВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕТОСТАТИКИ ПЛАНЕТАРНО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ ПОДВИЖНОСТИ

Важное значение при проектировании механизмов имеет определение реакции в кинематических парах, а также усилий, воздействующих на звенья механизмов. Расчёт сил, действующих на различные звенья механизма при его движении, может быть сделан в том случае, если известны законы движения всех звеньев механизма и внешних сил, приложенных к механизму.

Силовые расчёты механизмов могут быть произведены самыми различными методами. В теории механизмов и машин широкое применение получил метод силового расчёта механизмов на основе обыкновенных уравнений равновесия твёрдых тел [1, 2]. Этот метод сводится к использованию при решении задач динамики уравнений равновесия в форме Даламбера. При использовании принципа Даламбера к расчёту механизмов, кроме внешних сил, действующих на отдельно взятое звено, прикладываются на эти звенья и силы инерции.

На рис.1 приведена расчетная схема планетарно-рычажного механизма с одной степенью подвижности с действующими на его звенья силами и моментами.

Если угловая скорость водила является постоянной, то сила инерции, действующая на водила и сателлит, будет направлена вдоль водила. Как видно, данный механизм образован путем присоединения групп Ассура второго вида к произвольной точке сателлита и обладает одной степенью подвижности. Рассмотрим условия равновесия отдельных звеньев данного механизма. На рис. 2 показаны расчетные схемы ползуна (а) и шатуна (б) с действующими на них силами и моментами.

На ползун действуют такие силы, как сила инерции $\overline{F}_{u4}$, сила технологического сопротивления $\overline{F}_{c4}$ и сила тяжести ползуна $\overline{G}_4$. Сила инерции $\overline{F}_{u4} = -\frac{G_4}{g} \cdot a_B$ и направлена вдоль оси $AХ$, сила технологического сопротивления $\overline{F}_{c4}$, действующая на ползун, также направлена по оси $AХ$, сила тяжести ползуна $\overline{G}_4$ направлена вертикально вниз. На ползун также действует неизвестная реакция в шарнире $\overline{R}_B$, которую представим в виде двух составляющих – $\overline{R}_{BX}$ и $\overline{R}_{BY}$, направленных

ных по осям координат. Величина полной реакции в шарнире «B» равна $R_B = \sqrt{(R_{BX})^2 + (R_{BY})^2}$. На ползун также действует реакция со стороны направляющей $\bar{N}_4$, которая в данном случае проходит через ось шарнира «B» и направлена перпендикулярно направляющей. Условия равновесия ползуна можно записать в следующем виде:

$$\begin{cases} \Sigma X = 0, \\ \Sigma Y = 0, \end{cases} \begin{cases} F_{u4} + F_{C4} + R_{BX} = 0, \\ R_{BY} + N_4 - G_4 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Перейдем теперь к рассмотрению равновесия шатуна. Расчетная схема шатуна с действующими на него силами и моментами показана на рис. 2,б.

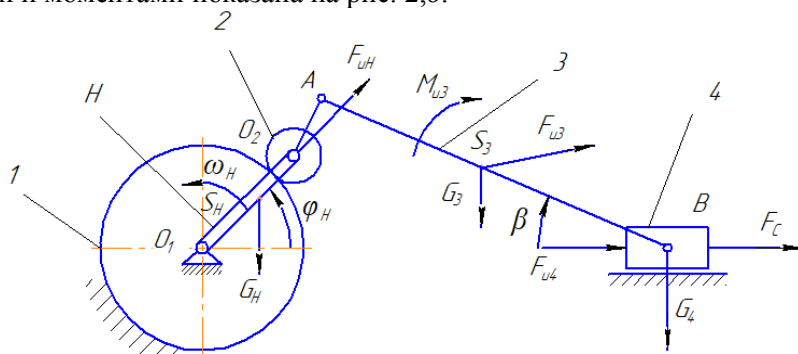


Рис. 1. Расчетная схема планетарно-рычажного механизма с одной степенью подвижности с действующими на его звенья силами и моментами: 1 – неподвижное зубчатое колесо; Н – водила; 2 – сателлит; 3 – шатун; 4 – ползун; $\bar{G}_H$ – сила тяжести водила; $\bar{G}_2$ – сила тяжести сателлита; $\bar{G}_3$ – сила тяжести шатуна; $\bar{G}_4$ – сила тяжести ползуна; $\bar{F}_C$ – сила сопротивления, действующая на ползун; M_y – уравнивающий момент на валу водила; $\bar{F}_{u3}$ – сила инерции, действующая на центр масс шатуна; M_{u3} – момент от сил инерции действующих на шатун; $\bar{F}_{u4}$ – сила инерции, действующая на ползун

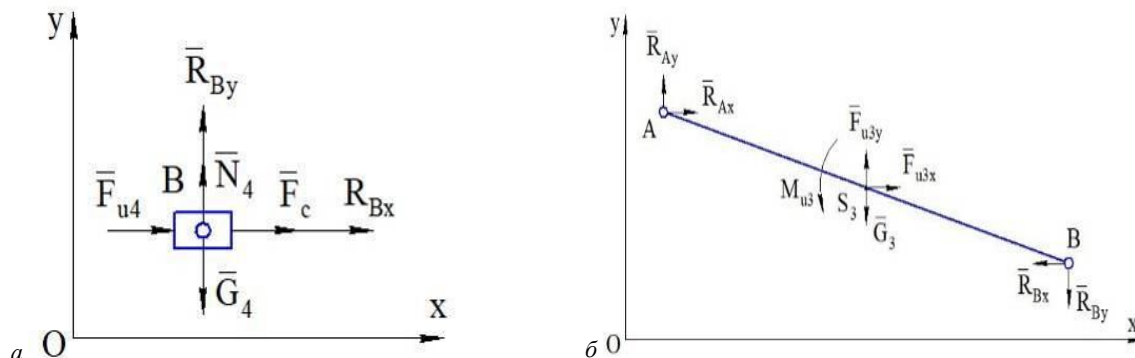


Рис. 2. Расчетные схемы ползуна (а) и шатуна (б)

На шатун действуют известные силы: сила инерции шатуна, которая представлена в виде двух составляющих $\bar{F}_{u3x}$, $\bar{F}_{u3y}$, сила тяжести шатуна $\bar{G}_3$, которая направлена вертикально вниз, момент от сил инерции M_{u3} . Составляющие силы инерции $\bar{F}_{u3}$, действующей в центре масс шатуна S_3 , определяли по следующим формулам: $F_{u3x} = -\frac{G_3}{g} \cdot a_{S3x}$, $F_{u3y} = -\frac{G_3}{g} \cdot a_{S3y}$. Момент от сил инерции шатуна равен $M_{u3} = -J_{S3} \cdot \varepsilon_3$. Здесь J_{S3} – момент инерции шатуна относительно центра масс; ε_3 – угловое ускорение шатуна. На шатун действуют неизвестные составляющие силы реакции в шарнире «B», их направления противоположны направлениям составляющих реакции в шарнире «B», действующих на ползун. Неизвестная реакция в шарнире «A» представлена в виде двух составляющих $\bar{R}_{Ax}$, $\bar{R}_{Ay}$. Величина полной реакции в шарнире «A» определялась по формуле $R_A = \sqrt{(R_{Ax})^2 + (R_{Ay})^2}$.

Для шатуна можно записать три уравнения равновесия: два в проекциях на оси координат X, Y и одно уравнение моментов относительно центра масс шатуна S_3 :

$$\begin{cases} \Sigma X = 0, & R_{AX} + F_{u3X} - R_{BX} = 0, \\ \Sigma Y = 0, & R_{AY} + F_{u3Y} - G_3 - R_{BY} = 0, \\ \Sigma M_{S3} = 0, & -R_{BY} \cdot l_{BS3} \cdot \cos \beta - R_{BX} \cdot l_{BS3} \cdot \sin \beta + M_{u3} - R_{AX} \cdot l_{AS3} \cdot \sin \beta - R_{AY} \cdot l_{AS3} \cdot \cos \beta = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Условия равновесия сателлита следующие: на сателлит со стороны шатуна действуют такие силы реакции, как $\bar{R}_{AX}$, $\bar{R}_{AY}$, а также сила реакции, действующая на сателлит 2 со стороны неподвижного центрального колеса 1 $\bar{R}_{21}$ и сила реакции в опоре O_2 сателлита, которые имеют следующие составляющие: $\bar{R}_{O_2X}$, $\bar{R}_{O_2Y}$. Величина полной реакции на валу сателлита $\bar{R}_{O_2}$ определялась по формуле $R_{O_2} = \sqrt{(R_{O_2X})^2 + (R_{O_2Y})^2}$. На рис. 3 показаны расчетные схемы сателлита и водила. Для сателлита можно записать три уравнения равновесия: два в проекциях на оси координат X, Y и одно уравнение моментов относительно оси вращения сателлита O_2 :

$$\begin{cases} \Sigma X = 0, & R_{12}^r (\cos((3\pi/2) + \varphi_H)) + R_{12}^n (\cos \varphi_H) + R_{O_2X} + R_{AX} = 0, \\ \Sigma Y = 0, & R_{12}^r (\sin((3\pi/2) + \varphi_H)) + R_{12}^n (\sin \varphi_H) + R_{O_2Y} - R_{AY} = 0, \\ \Sigma M_{O_2} = 0, & R_{12}^r \cdot r^2 - R_{AY} (O_2A) \cdot \cos \varphi_2 + R_{AX} (O_2A) \cdot \sin \varphi_2 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

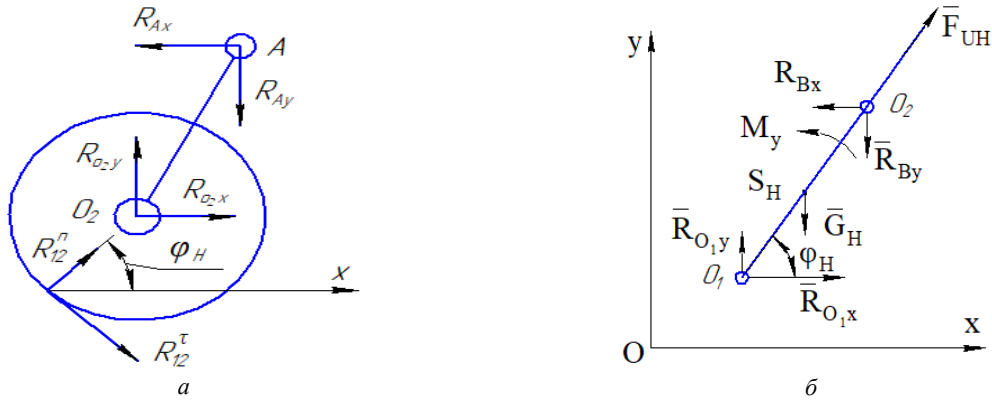


Рис. 3. Расчетные схемы сателлита (а) и водила (б)

Расчётная схема водила с действующими на него силами показана на рис. 3,б. На водила действуют известная сила тяжести $\bar{G}_H$, направленная вертикально вниз, сила инерции водила $\bar{F}_H$, приложенная в его центре масс S_H , которая равна $F_H = -\frac{G_H}{g} \cdot \omega_H^2 \cdot l_{O_1S_H}$. На водила действуют неизвестные составляющие реакций в шарнирах “ O_1 ” и “ O_2 ”, а также уравновешивающий момент M_y .

Для водила можно записать три уравнения равновесия: два в проекциях на оси координат X, Y, одно уравнение моментов относительно шарнира “ O_1 ”:

$$\begin{cases} \Sigma X = 0, & R_{O_1X} - R_{O_2X} + F_{uH} \cos \varphi_H = 0, \\ \Sigma Y = 0, & R_{O_1Y} - G_H - R_{O_2Y} + F_{uH} \sin \varphi_H = 0, \\ \Sigma M_{O_1} = 0, & -G_H \cdot l_{O_1S_H} \cdot \cos \varphi_H + M_y - R_{O_2Y} (O_1O_2) \cos \varphi_H + R_{O_2X} (O_1O_2) \sin \varphi_H = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Величина полной реакции в опоре водила $\bar{R}_{O_1}$ определялась по формуле $R_{O_1} = \sqrt{(R_{O_1X})^2 + (R_{O_1Y})^2}$.

Система уравнений (1) – (4) решалась на ЭВМ в среде Math CAD 15. По результатам расчётов на компьютере получены закономерности изменения реакций в кинематических парах механизма, а также уравновешивающий момент на валу водила. Расчеты на компьютере производились при вариациях угловой скорости водила с 5 до 25 с⁻¹ с шагом 5 с⁻¹; расстояние от центра сателлита до шарнира «А» – от 0 до 0.1 м с шагом 0.02 м; сила сопротивления, действующая на ползун, с 0 до 1000 Н с шагом 200 Н. Результаты расчетов приведены в таблице.

Анализ результатов расчетов показал, что при вариации ω_H размах колебаний реакции в опоре водила увеличивается с 1408 до 33879 Н; на валу сателлита увеличивается с 1393 до

33879 Н; величина размаха колебаний между ползуном и направляющим повышается с 764 до 19100 Н, уравновешивающий момент на валу водила возрастает с 464 до 11000 Нм.

Результаты расчетов реакции в кинематических парах планетарно-рычажного механизма с одной степенью подвижности

Степень подвижности механизма $\nu=1$, при этом $O_2A=0.4$ м, $F_c=200$ Н вариации ω_H										
№	ω_H , с ⁻¹	$R_{01\ max}$, Н	$R_{01\ min}$, Н	H_{R01} , Н	$R_{02\ max}$, Н	$R_{02\ min}$, Н	H_{R02} , Н	$R_{A\ max}$, Н	$R_{A\ min}$, Н	H_{RA} , Н
1	5	1440	32	1408	1400	7.1	1393	634	394	240
2	10	5500	39.5	5460.5	5500	23	5477	2500	1600	900
3	15	12000	22.3	11977	12000	42	11958	5600	3600	2000
4	20	22000	58	21942	22000	89	21911	10000	6400	3600
5	25	34000	121	33879	34000	153	33847	16000	10000	6000
	ω_H , с ⁻¹	$R_{B\ max}$, Н	$R_{B\ min}$, Н	H_{RB} , Н	$N_{4\ max}$, Н	$N_{4\ min}$, Н	H_{N4} , Н	$M_{y\ max}$, Нм	$M_{y\ min}$, Нм	H_{My} , Нм
1	5	422	142	280	472	-292	764	229	-235	464
2	10	1570	570	1000	1600	-1400	3000	895	-897	1782
3	15	3500	1300	2200	3500	-3300	6800	2000	-2000	4000
4	20	6200	2300	3900	6200	-6000	12200	3500	-3500	7000
5	25	9600	3600	6000	9600	-9500	19100	5500	-5500	11000
Степень подвижности механизма $\nu=1$, при этом $\omega_H=10$ с ⁻¹ , $F_c=200$ Н вариации O_2A										
	O_2A , м	$R_{01\ max}$, Н	$R_{01\ min}$, Н	H_{R01} , Н	$R_{02\ max}$, Н	$R_{02\ min}$, Н	H_{R02} , Н	$R_{A\ max}$, Н	$R_{A\ min}$, Н	H_{RA} , Н
1	0	426	262	164	407	282	125	407	282	125
2	0.02	1021	76	945	1006	65	941	878	69	809
3	0.04	1963	227	1736	1948	228	1720	1374	415	959
4	0.06	3225	100	3125	3210	112	3098	1892	742	1150
5	0.08	4815	69	4746	4799	68	4731	2432	1049	1383
6	0.1	6814	68	6746	6820	38	6782	2992	1336	1656
	O_2A , м	$R_{B\ max}$, Н	$R_{B\ min}$, Н	H_{RB} , Н	$N_{4\ max}$, Н	$N_{4\ min}$, Н	H_{N4} , Н	$M_{y\ max}$, Нм	$M_{y\ min}$, Нм	H_{My} , Нм
1	0	434	142	292	156	24	132	79	69	148
2	0.02	588	38	550	478	298	776	149	162	311
3	0.04	832	11	821	820	641	1461	325	342	667
4	0.06	1163	73	1090	1178	998	2176	559	580	1139
5	0.08	1522	25	1497	1552	1372	2924	851	875	1726
6	0.1	1905	113	1792	1945	1765	3710	1202	1230	2432
Степень подвижности механизма $\nu=1$, при этом $O_2A=0.4$ м $\omega_H=10$ с ⁻¹ , вариации F_c										
	F_c , Н	$R_{01\ max}$, Н	$R_{01\ min}$, Н	H_{R01} , Н	$R_{02\ max}$, Н	$R_{02\ min}$, Н	H_{R02} , Н	$R_{A\ max}$, Н	$R_{A\ min}$, Н	H_{RA} , Н
1	0	470	64	406	454	73	381	302	133	169
2	200	1844	247	1597	1829	248	1581	1257	573	684
3	400	1923	237	1686	1908	238	1670	1335	515	820
4	600	2003	216	1787	1987	217	1770	1414	315	1099
5	800	2176	102	2074	2181	97	2084	1496	116	1380
6	1000	2429	65	2364	2436	78	2358	1613	85	1528
	F_c , Н	$R_{B\ max}$, Н	$R_{B\ min}$, Н	H_{RB} , Н	$N_{4\ max}$, Н	$N_{4\ min}$, Н	H_{N4} , Н	$M_{y\ max}$, Нм	$M_{y\ min}$, Нм	H_{My} , Нм
1	0	211	52	159	260	-81	341	69	-68	137
2	200	723	118	605	759	579	1148	265	283	548
3	400	791	80	711	800	620	1420	305	322	627
4	600	912	52	860	841	661	1502	346	362	708
5	800	1084	195	889	882	702	1584	387	403	790
6	1000	1266	206	1060	924	744	1668	429	445	874

Установлено, что при увеличении расстояния от оси сателлита “О₂” до шарнира “А” размах колебаний реакции в опоре водила увеличивается с 164 до 6746 Н; на валу сателлита возрастает с 1393 до 33879 Н; величина размаха колебаний между ползуном и направляющим увеличивается с 764 до 19100 Н.

При вариации F_c выявлено, что изменения сил технологического сопротивления F_c с 0 до 1000 Н приводит к увеличению размаха колебаний в опоре водила с 406 до 2364 Н, на валу сателлита – с 381 до 2358 Н; величина размаха колебаний между ползуном и направляющим возрастает с 341 до 1668 Н.

На основе проведенных исследований можно сделать следующие основные выводы:

1. Составлены уравнения для определения реакции в кинематических парах планетарно-рычажного механизма с одной степенью подвижности. Полученные уравнения были реализованы на компьютере в среде Math CAD 15.

2. Получены закономерности изменения реакции в кинематических парах, а также уравновешивающих моментов в опоре водила при вариации основных геометрических параметров рассматриваемого механизма. Установлено, что наибольшее влияние на реакции в кинематических парах оказывает расстояние от оси сателлита “O₂” до шарнира “А”.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Фролов К. В. Теория механизмов и машин. Учебник для вузов. М.: Высшая школа, 2017. – 496 с.
- [2] Каримов Р. И., Бегимов Н. Н. Моделирование кинематики и кинетостатики цикловых механизмов. Ташкент: ТашГТУ, 2015. – 164 с.
- [3] Karimov.R.I., Karimov.K.A., Begimov.N.N. Mexanizm va mashinalar nazariyasi / o'quv qo'llanma: Toshkent: «Sano-standart» nashriyoti, 2019. – 248 b.

Ташкентский государственный технический университет
им. Ислама Каримова

Дата поступления
24.01.2020

Р.И.Каримов, Н.Н.Бегимов, Ш.А.Садуллаев. Эркинлик даражаси бирга тенг бўлган планетар-ричагли механизмни кинетостатик моделилаштириш

Мақолада эркинлик даражаси бирга тенг бўлган планетар-ричагли механизм кинетостатикаси бўйича назарий тадқиқотлар натижалари келтирилган. Қўрилаган механизм звеноларининг мувозанат тенгламалари тузилган. Math CAD 15 дастуридан фойдаланиб тузилган тенгламалар компьютерда тадқиқ этилган. Ҳисоб натижалари бўйича механизм кинематик жуфтларидаги реакция кучлари ва етакчи звенодаги мувозанатловчи моментнинг сон қийматлари аниқланган.

R.I. Karimov, N.N. Begimov, Sh.A. Sadullayev. Modeling of kinetostatics of planetary-levering mechanism with one degree of mobility

The article presents the results of theoretical studies on the modeling of kinetostatics of the planetary link mechanism with one degree of mobility. Equations are written that describe the equilibrium conditions of the individual links of the mechanism under study. To implement the obtained equations on a computer, a program was compiled in the environment of Math CAD 15. Based on the calculation results, the numerical values of the reaction in kinematic pairs, as well as the balancing moment at the leading link of the mechanism, were determined.

УДК 624.131

З.Р. ТЕШАБАЕВ

РАЗВИТИЕ МЕТОДА ЦЕНТРОБЕЖНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ В УЗБЕКИСТАНЕ

Внедрение в практику центробежных установок для решения различных научно-технических задач с применением метода центробежного моделирования впервые предложено в 1932 г. Г.И. Покровским и Н.Н. Давиденковым. Практическое применение центрифуг для центробежного моделирования развито И.С. Федоровым, впервые сконструировавшим центрифугу [1–3]. За период с 1933 по 1966 г. на территории бывшего СССР были построены более 20 крупных центробежных установок различной модификации и с различными эффективными радиусами вращения [4–8].

Создание и строительство этих уникальных центробежных установок способствовали решению важнейших вопросов развития народного хозяйства и широкого его внедрения в практику исследований различных физико-механических процессов в грунтах и сооружений из грунтов. За последние 50 лет в области центробежного моделирования в мире накоплен весьма обширный и разнообразный материал по различным направлениям науки.

Впервые были проведены исследования осадки железнодорожных насыпей, свайных фундаментов; динамических процессов в грунтах; устойчивости земляных плотин с учетом динамических нагрузок; горного давления, напряжения вокруг горной выработки; устойчивости откосов земляных сооружений; устойчивости плотин и гидротехнических сооружений; осадки сооружений; давления грунта на подпорные стенки; напряжений по контуру оболочки туннеля; по изучению действия взрыва и сейсмических колебаний и др. [9 – 10].

За этот период метод центробежного моделирования завоевал признание и стал практически применяться для исследования процессов, происходящих в земной коре, прочности и устойчивости различных сооружений в ряде стран: США, Великобритании, Франции, Японии, Дании, Швеции и др. Подтверждением этому служат работы П.С. Авинариоса, Р.Н. Бассета, М.Д. Болтона, С.С. Хирда, М. Микаса, П.Л. Тиранта, Х. Рамберга и др. [11–17].

Центробежное моделирование – один из наиболее прогрессивных методов, применение которого особенно эффективно в наиболее сложных условиях, не поддающихся даже приближенному математическому моделированию, а также для проверки результатов расчета и проектирования. Этот метод практически единственный, при котором обеспечивается полное сохранение физической природы изучаемых явлений и процессов и автоматически одновременно осуществляется подобие в пространстве и во времени. В связи с этим отпадает необходимость изучения отдельных свойств материалов, их изменения во времени и проявляется неопределимое преимущество этого метода перед другими.

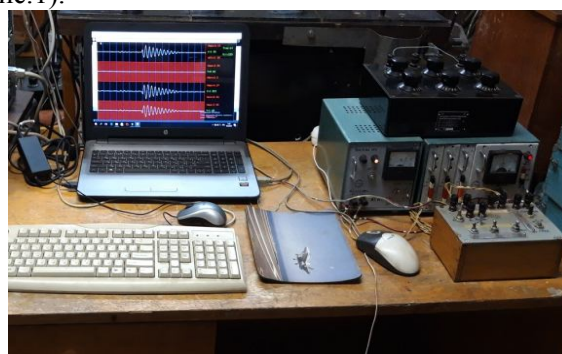
Проведение натурных экспериментальных исследований по определению параметров взаимодействия подземных сооружений с окружающим грунтом требует больших капитальных затрат и длительного времени. Кроме того, создание идентичных не только динамических, но и статических нагрузок в каждой серии опытов чрезвычайно сложно. Эти трудности при экспериментальных исследованиях можно преодолеть, если перейти к модельным экспериментам, в частности, воспользоваться методом центробежного моделирования.

В 1970-е годы академиком Т.Р.Рашидовым была создана сейсмодинамическая теория подземных сооружений, в которой при выполнении численных результатов было необходимым знание параметров взаимодействия, что требовало проведения различных экспериментальных исследований [18].

В это время по инициативе выдающегося ученого-механика современности члена-корреспондента АН СССР А.А.Ильюшина под руководством академика Т.Р.Рашидова и доктора технических наук профессора Г.Х.Хожметова была сконструирована и создана первая в Средней Азии малая центробежная установка с эффективным радиусом $R_{эф}=0.75\text{м}$. На этой установке были проведены предварительные экспериментальные исследования по изучению параметров взаимодействия подземных сооружений с окружающим грунтом, для различных глубин их заложения и способов укладки при действии статических нагрузок. С увеличением различных задач экспериментального характера, решаемых с применением метода центробежного моделирования, возникла необходимость строительства новой более современной усовершенствованной центробежной установки с эффективным радиусом $R_{эф}=1.75\text{м}$. По своим оптимальным геометрическим характеристикам и технической оснащенности установка была единственной в Средней Азии и одной из лучших центробежных машин в бывшем СССР (рис.1).



а



б

Рис. 1. Общий вид центробежной установки (а) и пульта управления с измерительным комплексом (б)

Данная центробежная машина была оснащена ртутным токосъемником, имеющим стабильные характеристики для осуществления надежной связи измерительных датчиков с регистрируемыми аппаратами. В дальнейшем эта система была усовершенствована, сигналы от датчиков, расположенных в каретках центрифуги на регистрирующие аппаратуры, передавались по радиоволнам по специальной технологии. Имелись также щеточные токосъемники для пропускания напряжений до 300 в каретки для питания электромагнитов.

Главным достоинством по сравнению с существующими аналогичными центрифугами данной машины является установка по воспроизведению управляемых динамических воздействий

в каретке центрифуги (рис. 2). Для воспроизведения динамических нагрузок с обеспечением возможности создания управляемых по времени колебательных движений с регулированием амплитуды и частоты колебаний, упрощения конструкции и облегчения размещения исследуемой модели сооружения в каретку была разработана, сконструирована и изготовлена принципиально новая центробежная установка. Это запатентованное изобретение «Центрифуга для испытания моделей сооружений» внедрено в различных научных организациях. За разработку и внедрение данной установки авторам изобретения Т.Р.Рашидову, Г.Х.Хожметову, С.Д.Джурабекову, А.Ю.Юсупову и З.Р.Тешабаеву были вручены нагрудные знаки «Изобретатель СССР» [19].



Рис. 2. Установка по воспроизведению управляемых динамических воздействий в каретке центрифуги:
а – общий вид платформы; б – засыпанная грунтом в 3.0 см

С введением в строй центробежной установки диапазон проводимых экспериментальных исследований расширился. И для каждой последующей задачи требовалась разработка методики проведения исследований, механических приспособлений, а также датчиков, регистрирующих микроперемещения в поле центробежных сил, превосходящих в 40–50 раз силу притяжения земли. Здесь необходимо отметить огромную работу, проведенную в создании центробежной машины и различных приспособлений, а также в разработке методик проведения экспериментов кандидатов технических наук, старших научных сотрудников С.Джурабекова и А.Юсупова.

За период функционирования центробежной установки с 1977 г. были проведены многочисленные экспериментальные исследования по изучению различных статических и динамических процессов с различными типами грунтов и сооружений. В результате этих исследований полученные научные результаты были опубликованы во многих международных и республиканских научных изданиях, а также докладывались на престижных международных научных конференциях. Получены патенты на изобретения, защищены три докторские и более десяти кандидатских диссертаций.

После демонтажа в 2017 г. центробежная установка по техническим причинам находится в законсервированном состоянии. Введение в строй центробежной установки позволит расширить диапазон проводимых научных исследований и получить оригинальные результаты в области сейсмостойкости сооружений, а также снизить временные и финансовые затраты на проведение экспериментальных работ.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Покровский Г.И., Федоров И.С. Центробежное моделирование в строительном деле. М: Стройиздат, 1968. –247 с.
- [2] Покровский Г.И., Федоров И.С. Центробежное моделирование в горном деле. М.: Недра, 1969. –270с.
- [3] Федоров И.С., Мельник В.Г., Тейтельбаум А.И., Саввина В.А. Теория и практика центробежного моделирования в строительстве. М.: Стройиздат, 1984. – 245 с.
- [4] Яковлева Т.Г., Иванов Д.И. Моделирование прочности и устойчивости земляного полотна. М.: Транспорт, 1980. –253 с.
- [5] Алиев Г.А. Устройство для испытания моделей сооружений на динамические нагрузки // Бюл. ГКИиО. М.: 1972. № 7. С.167.
- [6] Чижиков П.Г. Исследование несущей способности свай на центрифуге // Труды ЦНИИС. Трансжелдориздат, 1960.
- [7] Джурабеков С., Тешабаев З.Р., Юсупов А. Определение температурных перемещений подземного теплопровода с применением центробежного моделирования. Материалы 1У-й Всесоюзной конференции по динамике оснований, фундаментов и подземных сооружений. Ташкент: Фан. 1977. Т.2. С. 41– 45.

- [8] Джурабеков С., Тешабаев З.Р., Юсупов А. Распределение давления грунта по контуру тоннелей различных конфигураций // Материалы VI-й Всесоюзной конференции по динамике оснований, фундаментов и подземных сооружений. Л., 1985. С.118–122.
- [9] Яковлева Т.Г. Изучение деформируемости железнодорожных насыпей на торфяных основаниях методом центробежного моделирования // Строительство на торфяных грунтах. Калинин, 1972. С. 45–54.
- [10] Тейтельбаум А.И., Саввина В.А. Исследование деформаций каменно-земляной плотины с ядром на объемных моделях в центробежной машине // Труды Ин-та ВНИИВОДГЕО. Вып. 61. 1977. С. 33–36.
- [11] Avenarius P.C., Schofield A.N. Drawdown Failures of Centrifuged Models. University of Cambridge, Department of Engineering, Cambridge, England. Proceedings of the 7-th International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering. Vol. 2. Mexico, 1969. P. 497–505.
- [12] Basset R.N. Centrifugal Model Tests of Embankments on Soft Alluvial Foundations. Proceedings of the 8-th International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering. Vol. 2.2. Moscow, 1973. P. 23–26.
- [13] Bolton M.D., English R.I., Hird C.C., Schofield A.N. Ground Displacements in Centrifugal Models. Proceedings of the 8-th International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering. Vol. 1 Moscow, 1973. P. 65–70.
- [14] Hird C.C., Marcland A., Schofield A.N. The Development of Centrifugal Models on the Study the Influence of Uplift Pressures on the Stability of a Flood Bank // Geotechnique. Vol.28. No 1.
- [15] Mikasa M., Takada N., Yamada K. Centrifugal Model Test of a Rock-Pill Dam. Proceeding of the 7-th International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering. Mexico, 1969. P. 325–333.
- [16] Tirant P.L., Luong M.P., Habib P., Gary G. Simulation on Centrifugense de Foundation Marines. Proceeding of the 9-th International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering. Tokyo, 1977. P. 277–280.
- [17] Рамберг Х. Моделирование деформаций земной коры с применением центрифуги / Пер. с англ. М.: Мир, 1970. – 223 с.
- [18] Рашидов Т.Р. Динамическая теория сложных систем подземных сооружений. Ташкент: Фан, 1973. –179 с.
- [19] А.с. № 872999 (СССР). Центрифуга для испытания моделей сооружений. Авторы: Рашидов Т., Джурабеков С., Хожметов Г.Х., Тешабаев З.Р., Юсупов А. Опубл. БИ. 1981. № 38.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
06.02.2020

З.Р.Тешабаев. Ўзбекистонда марказдан қочма усулда моделлаштиришнинг ривожланиши

Мақолада марказдан қочма қурилма – центрифугаларнинг яратилиши тарихи ва улардан фаннинг турли соҳаларида қандай фойдаланилаётгани тўғрисидаги маълумотлар келтирилган. Асосий мақсад шу қурилмалардан зилзилабардошлик муаммоларини ҳал этишда фойдаланишнинг самарадорлиги асослаб берилган.

Z.R. Teshabaev. The development of the centrifugal installation in Uzbekistan

In the article was given information about the history of the using of centrifugal installation in the various branches of the science and the development of research methods. The main goal of the work is to substantiate the effectiveness of using this method to solve the problems of the earthquake resistance of the structures.

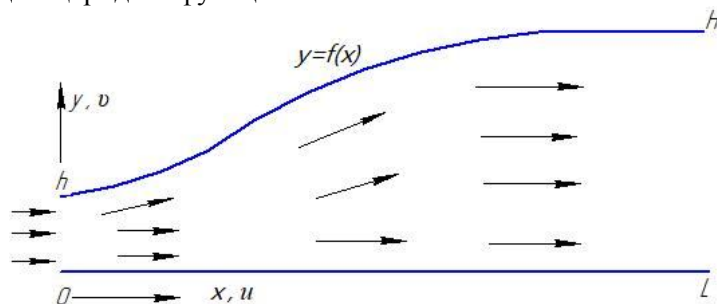
УЎК 532.532.542+533.6.011.32+004.021

Ф.Х НАЗАРОВ

СИҚИЛМАЙДИГАН ЁПИШҚОҚ СУЮҚЛИКНИНГ ЭГРИ ДЕВОРЛИ ҚУВУРЛАРДАГИ ҲАРАКАТИ

Техника ва технологияларнинг кўпчилик соҳаларида газ ёки суюқликларнинг оқимларидан кенг фойдаланилади. Мисол сифатида майда маҳсулотларни пневмотранспорт усулида ташиш, маҳсулотларни қуриштириш, саноат газларини ифлосликлардан тозалаш, суюқ маҳсулотларни қувурлар орқали узатиш ва бошқа жараёнларни келтириш мумкин. Ушбу жараёнларни ўрганиш учун газ ва суюқликларнинг ҳаракат тенгламаларини ўрганиш муҳим аҳамиятга эга. Суюқлик ва газлар ҳаракати Наве-Стокс тенгламалари орқали аниқланади [1] ва бу тенгламалар математик нуқтаи назардан мураккабдир. Чунки, Навье-Стокс тенгламалари чизиксиз ва хусусий ҳосилали тенгламалар системасидан иборат бўлиб, уларнинг аналитик ечимлари фақат содда ҳоллар учун олинган. Техника ва технологияларда ишлатиладиган оқимларда мураккаб жараёнлар содир бўлади. Шунинг учун оқимнинг ҳаракат тенгламаларини аналитик кўринишдаги ечимини олишнинг имкони йўқ. Ҳозирги замонда мураккаб бўлган математик тенгламаларнинг сонли ечимларини олиш учун ЭХМдан фойдаланилади. Бунинг учун махсус математик алгоритмлардан фойдаланиб, ҳисоблаш дастури тузилади. Ушбу масалани қўйилишидан асосий мақсад [2–3] масалаларда марказдан қочма куч туфайли чанг зарралари деворга йиғилиб, сўнгра ташқарига чиқариб ташланар эди. Баъзи бир чанг тутгичлар аксинча ҳавони ускуна деворига йўналтириб, чанг зарраларини эса марказга йиғади сўнгра ташқарига чиқарилиб ташланади. Бу принципда

ишлайдиган ускунанинг схемаси 1-расмда келтирилган. Бундай масалалар кувурнинг h баландликка эга қисмидан H баландликка эга иккинчи қисмига ўтишида кузатилади. Шунингдек OL ораликда босим градинининг керакли қийматини ташкил этишда ҳам айнан шундай масалага келамиз ва бунда берилган $p(x)$ (ёки $\partial p/\partial x$) қонуниятга кўра, соҳа чегараси $f(x)$ ни топиш тақозо этилади. Бунда $f(x)=1+(x^2/1+x^2)$ га тенг. Бу функцияни танлаб олиш 1-расмдаги эгри сиртга боғлиқ. Агар $x=0$ да киришдаги шарт яъни, $y=1$ ва $x \rightarrow \infty$ да чиқишдаги $y=2$ шарт келиб чиқади. Шу шартларни эътиборга олган ҳолда юқоридаги функция танлаб олинган.



1-расм. Оқимнинг схематик кўриниши

Аммо бу ускуналарда ҳаво оқимини узилиши кузатилади. Гидродинамика асосларидан маълумки, оқимнинг узилиши унинг қовушқоқлик хусусияти билан узлуксиз боғлиқдир. Шунинг учун ушбу ускуналардаги оқимларни моделлаштиришда Эйлер тенгламалари билан эмас қовушқоқликни ҳисобга оладиган Навье-Стокс тенгламаларидан фойдаланиш мақсадга мувофиқдир. Сиқилмайдиган суюқликнинг икки ўлчамли кувурлардаги стационар ҳаракати ва узлуксизлик тенгламаларини қуйидаги кўринишда қабул қиламиз [1]:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial g}{\partial y} = 0, \\ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + g \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \\ \frac{\partial g}{\partial t} + u \frac{\partial g}{\partial x} + g \frac{\partial g}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 g}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 g}{\partial y^2} \right). \end{cases} \quad (1)$$

Киришда ($x=0$ да) бир жинсли u_0 тезлик майдони берилди. Чиқишда ($x=L$ да) тезликларнинг силлиқ ўтиши

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0, \quad \frac{\partial^2 g}{\partial x^2} = 0$$

шартларидан фойдаланилди.

Қаттиқ чегарада ёпишқоқлик туфайли суюқлик тезлиги нолга тенг деб олинади:

$$u|_{y=0, y=f(x)} = 0, \quad g|_{y=0, y=f(x)} = 0.$$

Масалани сонли ечиш усули. Киришдаги тезлик u_0 ва кириш қалинлиги h га нисбатан тенгламаларни ўлчовсиз катталикларда ёзиб оламиз:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{g}}{\partial \bar{y}} = 0, \\ \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{t}} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \bar{g} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{y}^2} \right), \\ \bar{u} \frac{\partial \bar{g}}{\partial \bar{t}} + \frac{\partial \bar{g}}{\partial \bar{x}} + \bar{g} \frac{\partial \bar{g}}{\partial \bar{y}} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 \bar{g}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{g}}{\partial \bar{y}^2} \right). \end{cases} \quad (2)$$

Бу ерда $p = \bar{p}\rho u_0^2$, $Re = \frac{hu_0}{\nu}$, $\bar{u} = \frac{\partial \psi}{\partial \bar{y}}$, $\bar{g} = -\frac{\partial \psi}{\partial \bar{x}}$ муносабатлар орқали оқим чизиғи

функцияси $\psi(x, y)$ ни ва

$$\zeta = \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} - \frac{\partial \bar{g}}{\partial \bar{x}}$$

боғланиш билан ифодаланувчи оқим уюмрасини киритамиз.

Бундай алмаштиришлар ёрдамида (2) тенгламалар системасида босим қатнашган ҳадлар йўқотилади ва уюрмага нисбатан параболик, оқим чизиғи функциясига нисбатан эллиптик тенгламага келамиз (бундан кейин ўлчовсиз катталикларни ифодаловчи устки чизикчани ташлаб юборамиз):

$$\begin{cases} \frac{\partial \zeta}{\partial t} + u \frac{\partial \zeta}{\partial x} + g \frac{\partial \zeta}{\partial y} = \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \zeta}{\partial y^2} \right), \\ \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = \zeta. \end{cases} \quad (3)$$

Ушбу номаълумларга нисбатан шартлар қуйидагича бўлади. Оқим чизиғи функцияси учун

ўқда шарт $\psi=0$, киришда $-\psi=u_{i0}$, силлиқ деворда $-\psi(x, f(x))=u_0$, чиқишда $-\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = 0$.

Ўқда ва киришда уюрма учун шарт $\zeta=0$, силлиқ деворда $-\zeta_{i,j-1} = \frac{2(\psi_{i,j-1} - \psi_{i,j})}{\Delta y^2}$, чиқишда $-\frac{\partial^2 \zeta}{\partial y^2} = 0$.

Ҳисоб соҳасида регуляризация (бирлик) чегараларга ўтиш учун янги координаталарга ўтамиз [5, 6].

$$\xi = \frac{x}{L}, \quad \eta = \frac{y}{f(x)}.$$

Бунда $y=f(x)$ функциянинг графиги етарли даражада силлиқ деб қабул қиламиз. Унда тенгламаларнинг (3) системаси қуйидагича ёзилади:

$$\begin{cases} \frac{\partial \zeta}{\partial t} + \frac{u}{L} \frac{\partial \zeta}{\partial \xi} + A \frac{\partial \zeta}{\partial \eta} - \frac{1}{Re} \left(\frac{1}{L^2} \frac{\partial^2 \zeta}{\partial \xi^2} - B \frac{\partial^2 \zeta}{\partial \xi \partial \eta} + C \frac{\partial^2 \zeta}{\partial \eta^2} \right) = 0, \\ -A \frac{\partial \psi}{\partial \eta} + A_1 \frac{\partial^2 \psi}{\partial \xi^2} - B \frac{\partial^2 \psi}{\partial \xi \partial \eta} + C \frac{\partial^2 \psi}{\partial \eta^2} - \zeta = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Бу ерда $A = \frac{uf'(x)}{f^2(x)} - \frac{g}{f(x)} + y \frac{(f''(x)f(x) - 2f'^2(x))}{f^3(x)}$, $A_1 = \frac{1}{L^2}$, $B = \frac{2yf'(x)}{Lf^2(x)}$,

$$C = \left[\left(\frac{yf'(x)}{f(x)} \right)^2 + 1 \right] \frac{1}{f^2(x)}.$$

Мос чегаравий шартлар қуйидагича бўлади:

$\xi = 0$ да: $\psi(0, \eta) = \eta$, $\zeta(0, \eta) = 0$;

$\xi = 1$ да: $\psi = 1$, $\zeta = 0$;

$\eta = 0$ да: $\psi = 0$, $\zeta = 0$;

$\eta = 1$ да: $\zeta_{i,J} = 2 \left(\frac{1 + f'^2(x)}{f^2(x)} \right) \left(\frac{\psi_{i,J} - \psi_{i,J-1}}{(f(x)\Delta\eta)^2} \right).$

Бу ерда $J = \frac{1}{\Delta\eta}$, $\Delta\xi, \Delta\eta$ – янги координаталар учун қадамлар.

Масаланинг бошланғич шартлари қуйидагича танланади:

$$\zeta^0(\xi, \eta) = 0, \quad \psi^0(\xi, \eta) = \eta.$$

Ушбу қийматлар $\xi = \Delta\xi$ кесим учун нолинчи яқинлашувни ташкил этади. ξ нинг $k+1$ – қадам учун эса нолинчи яқинлашув учун k – кесимнинг ψ ва ζ учун олинган қийматлардан фойдаланилди. $k+1$ – қадамда берилган нолинчи яқинлашувларга кўра дастлаб оқим чизиги функцияси учун қуйидагича аппроксимациядан фойдаланамиз [4]:

$$\begin{aligned} & -A \frac{\psi_{i,j+1}^k - \psi_{i,j-1}^k}{2\Delta\eta} + A_1 \frac{\psi_{i+1,j}^k - 2\psi_{i,j}^{k+1} + \psi_{i-1,j}^k}{(\Delta\xi)^2} - \\ & -B \frac{\psi_{i+1,j+1}^k - \psi_{i-1,j+1}^k + \psi_{i+1,j-1}^k - \psi_{i-1,j-1}^k}{4\Delta\xi\Delta\eta} + C \frac{\psi_{i,j+1}^k - 2\psi_{i,j}^{k+1} + \psi_{i,j-1}^k}{(\Delta\eta)^2} = \zeta. \end{aligned}$$

Бундан $\psi_{i,j}^{k+1}$ топиб олинади:

$$\begin{aligned} \psi_{i,j}^{k+1} = & \frac{(\Delta\xi\Delta\eta)^2}{2(A_1 \cdot \Delta\eta^2 + C \cdot \Delta\xi^2)} \left(A \frac{\psi_{i,j+1}^k - \psi_{i,j-1}^k}{2\Delta\eta} - B \frac{\psi_{i+1,j+1}^k - \psi_{i-1,j+1}^k + \psi_{i+1,j-1}^k - \psi_{i-1,j-1}^k}{4\Delta\xi\Delta\eta} + \right. \\ & \left. + A_1 \frac{\psi_{i+1,j}^k + \psi_{i-1,j}^k}{(\Delta\xi)^2} + C \frac{\psi_{i,j+1}^k + \psi_{i,j-1}^k}{(\Delta\eta)^2} - \zeta \right). \end{aligned} \quad (5)$$

ва тезлик векторининг ташкил этувчилари ҳисобланади

$$u_{i,j}^k = \frac{\psi_{i,j+1}^k - \psi_{i,j-1}^k}{2f(x)\Delta\eta}, \quad g_{i,j}^k = -\frac{\psi_{i+1,j}^k - \psi_{i-1,j}^k}{2L\Delta\xi} + yf'(x) \frac{\psi_{i,j+1}^k - \psi_{i,j-1}^k}{2f^2(x)\Delta\eta}.$$

Олинган тезликлар учун оқим уюмасининг сақланиш тенгласига Мак-Кормакнинг икки босқичли схемасини қўллаймиз [5 – 7]:

предиктор –

$$\begin{aligned} \tilde{\zeta}_{i,j}^{n+1} = & \zeta_{i,j}^n - \frac{u\Delta t}{L} \frac{\zeta_{i+1,j}^n - \zeta_{i,j}^n}{\Delta\xi} - A\Delta t \frac{\zeta_{i,j+1}^n - \zeta_{i,j}^n}{\Delta\eta} + \frac{\Delta t}{\text{Re}} \left(\frac{\zeta_{i+1,j}^n - 2\zeta_{i,j}^n + \zeta_{i-1,j}^n}{(L\Delta\xi)^2} - \right. \\ & \left. - B \frac{\zeta_{i+1,j+1}^n - \zeta_{i-1,j+1}^n - \zeta_{i,j+1}^n + \zeta_{i,j}^n}{\Delta\xi\Delta\eta} + C \frac{\zeta_{i,j+1}^n - 2\zeta_{i,j}^n + \zeta_{i,j-1}^n}{(\Delta\eta)^2} \right), \end{aligned} \quad (6)$$

корректор –

$$\begin{aligned} \zeta_{i,j}^{n+1} = & 0.5 \left(\zeta_{i,j}^n + \tilde{\zeta}_{i,j}^{n+1} - \frac{u\Delta t}{L} \frac{\zeta_{i,j}^{n+1} - \zeta_{i-1,j}^{n+1}}{\Delta\xi} + A\Delta t \frac{\zeta_{i,j}^{n+1} - \zeta_{i,j-1}^{n+1}}{\Delta\eta} + \frac{\Delta t}{\text{Re}} \left(\frac{\zeta_{i+1,j}^{n+1} - 2\zeta_{i,j}^{n+1} + \zeta_{i-1,j}^{n+1}}{(L\Delta\xi)^2} + \right. \right. \\ & \left. \left. + C \frac{\zeta_{i,j+1}^{n+1} - 2\zeta_{i,j}^{n+1} + \zeta_{i,j-1}^{n+1}}{(\Delta\eta)^2} - B \frac{\zeta_{i,j+1}^{n+1} - \zeta_{i,j-1}^{n+1} - \zeta_{i-1,j}^{n+1} + \zeta_{i-1,j-1}^{n+1}}{\Delta\xi\Delta\eta} \right) \right). \end{aligned} \quad (7)$$

$\zeta_{i,j}^{n+1}$ нинг охириги икки яқинлашуви орасидаги фарқлар (i, j) тўр учун ҳисобланади ва унинг максимал қиймати учун

$$\max_{i,j} \left| \left(\zeta_{i,j}^{n+1} \right)^k - \left(\zeta_{i,j}^n \right)^{k+1} \right| < \varepsilon$$

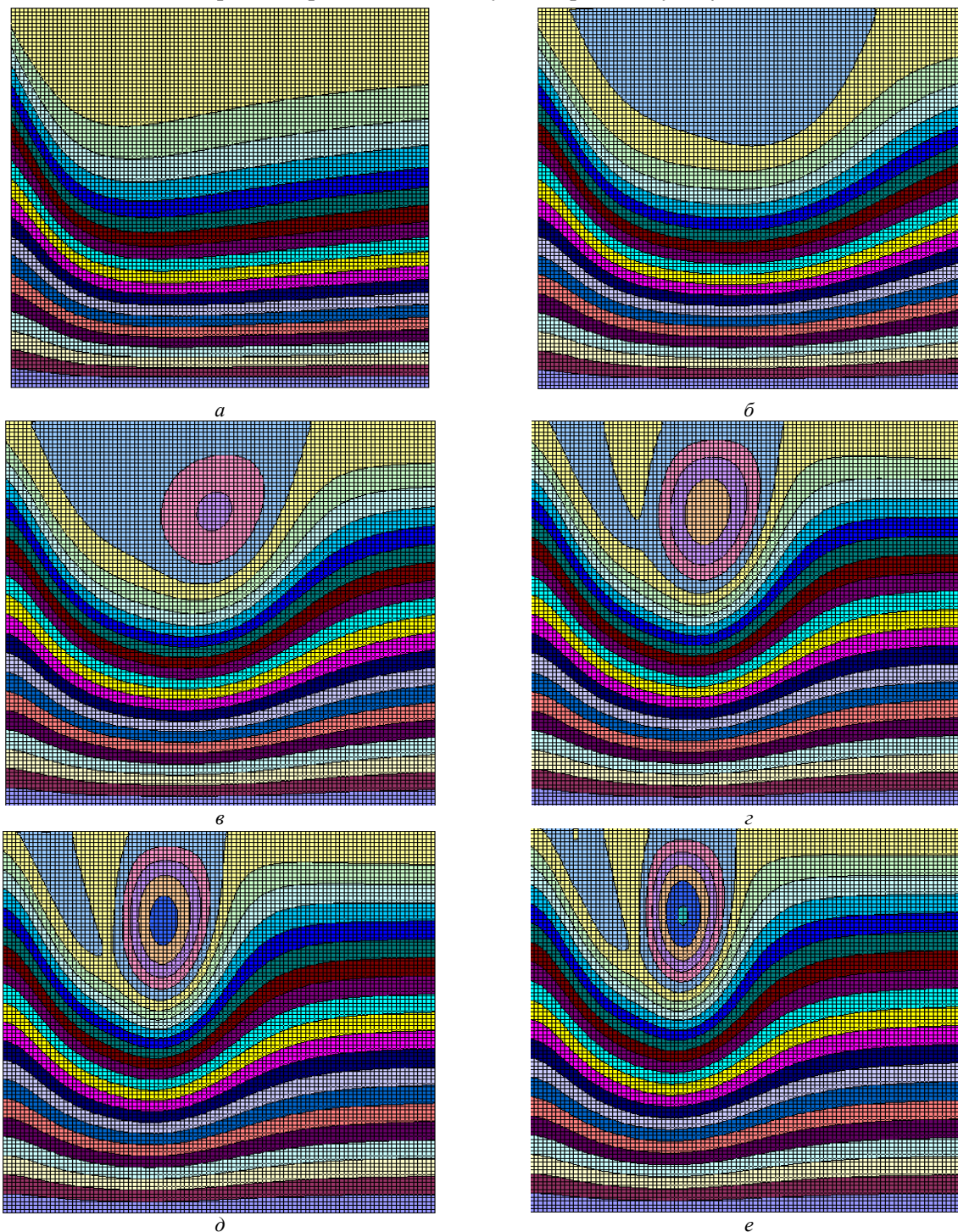
шартнинг бажарилиши текширилади [8]. Шарт бажарилмаганида (5) ифода ζ янги $\left(\zeta_{i,j}^{n+1} \right)^k$ га алмаштирилади ва $\psi_{i,j}^{k+1}$ нинг навбатдаги қийматлари топилади. Улар орқали $u_{i,j}^k, g_{i,j}^k$ ларнинг қийматлари ҳисобланиб, предиктор, корректор босқичлари асосида уюрма ҳисобланади. Текширувлар амалга оширилади ва ҳоказо.

Итерация жараёни ε бўйича шарт бажарилгунга қадар давом эттирилади ва ундан кейингина ζ нинг кейинги қадамига ўтиш мумкин.

Лозим бўлган ҳолларда φ, u, g майдонлари асосида гидростатик босим $p(x, y)$ ни ҳам аниқлаш мумкин.

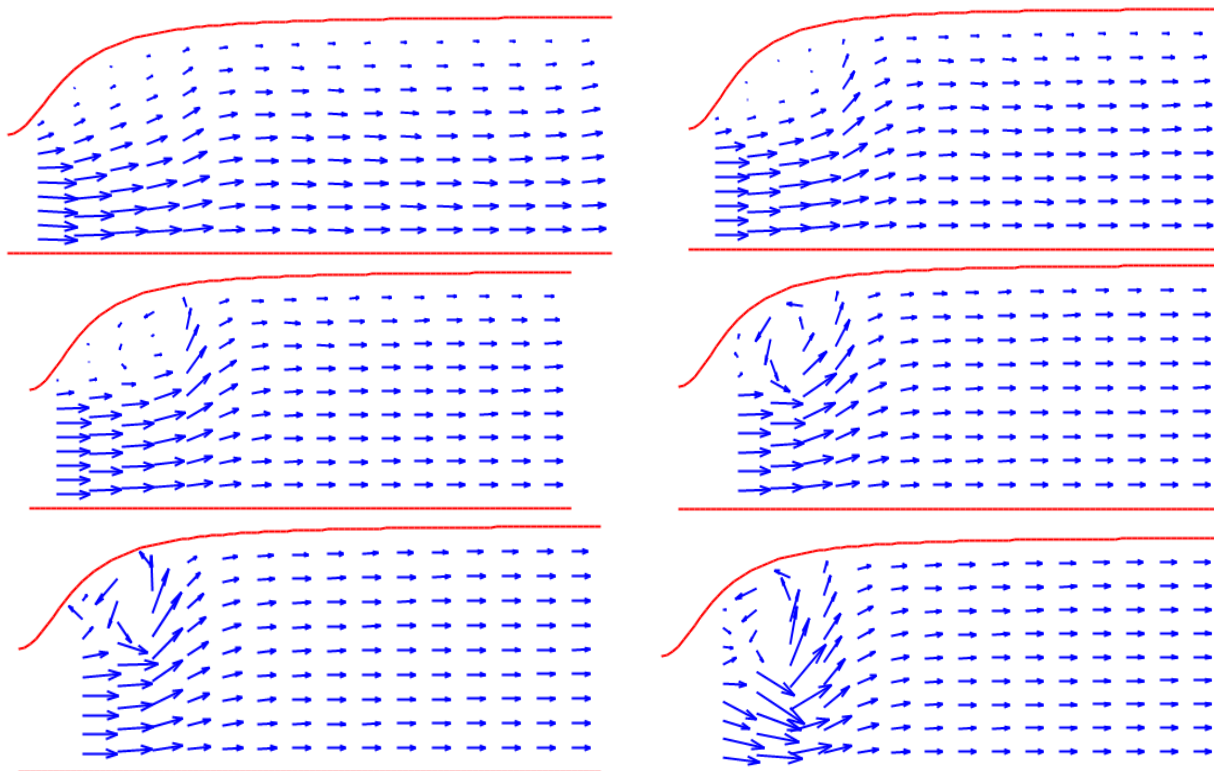
Натижалар таҳлили. Ушбу алгоритм асосида ҳисоблаш дастури тузилиб, ЭХМ да $f(x) = 1 + \frac{x^2}{1+x^2}$ ҳоли учун натижалар олинди.

2-расмда Рейнольдс сонлари 20, 100, 200, 500, 1000 ва 2000 қийматлари учун бўлганда оқим чизиғи изолиниялари келтирилган. Абцисса ўқи ζ , ордината ўқи η га мос келади.



2-расм. Рейнольдс сони 20 (а), 100 (б), 200 (в), 500 (г), 1000(д) ва 2000 (е) га тенг бўлганда оқим чизиғи функциясининг координаталардаги изолиниялар

2- ва 3-расмлардан кўриниб турибдики, Рейнольдс сони ортиши билан уюрма ҳосил бўлади. Уюрма ҳисобидан турбулент оқим пайдо бўлади. Рейнольдс сони 2000 дан ошгандан оқим турбулент режимга ўтади. Бундай ҳолда Эйлер тенгламаларидан эмас, турбулентликни ҳисобга оладиган Навье-Стокс тенгламаларидан фойдаланиш мақсадга мувофиқдир.



3 – расм. Заррача тезликларининг йўналишлари

Хулоса. Ушбу мақолада сикилмайдиган ёпишқоқ суюқликнинг эгри чизикли кувурлардаги оқими Навье-Стокс тенгламалари асосида моделлаштирилди ва масала шакллантирилиб, уни ечиш учун сонли алгоритм ва дастур яратилди. Ушбу услубда муайян эгри сирт учун Рейнольдс сонининг турли қийматларида заррача тезликларининг йўналишлари турлича эканлиги, ҳамда оқим чизиги изолинияларида уюмалар ҳосил бўлиши кўрсатилган. Аэрогидродинамиканинг мураккаб масалаларини сонли ечишда ушбу услубдан фойдаланса мақсадга мувофиқ бўлади.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987.–678 с.
- [2] Маликов З. М., Назаров Ф. Х. Математическое моделирование и численное исследование переноса твердых частиц в воздушном классификаторе // Проблемы вычислительной и прикладной математики. Ташкент 2017 г №5 Стр. 42–49.
- [3] Маликов З. М., Назаров Ф. Х. Машина пахта терими жараёнида ифлосликлардан тозалаш усули ва унинг тадқиқоти // Проблемы вычислительной и прикладной математики. Ташкент 2016 г №4 стр. 42–47.
- [4] Самарский А. А. Теория разностных схем. М.: Наука, 1983.–656с.
- [5] Андерсон Д., Тоннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. М.: Мир, 1990, Т.1 с. 382.
- [6] Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. М.: Мир 1990. Т 2 -191с.
- [7] Пасконов В. М., Полежаев В. И., Чудов Л. А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. М.: Наука, 1984. – 288 с.
- [8] Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Наука, 1984. – 152 с.

ЎзР ФА М.Т. Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар
сейсмик мустаҳкамлиги институти

08.01.2020
қабул қилинган

Ф.К.Назаров. Поведение несжимаемой вязкой жидкости в изогнутых трубках

Данная статья предлагается численное решение для исследования динамики сжимаемой вязкой жидкости в изогнутых трубках. Для упрощения уравнения вводится функция линии тока. Завихренность и ограничения, связанные с давлением, теряются. Система уравнений формируется относительно функции тока и завихренности. Поскольку схема расчета состоит из изогнутой линии, она преобразуется в правильную прямоугольную форму. Для численного решения полученных уравнений используются явная схема Мак-Кормака и итерационный метод релаксации. Предложенная в работе методика для численного расчета потоков может быть успешно использована и для исследования более сложных течений.

F.K.Nazarov. Incompressible viscous fluid behavior in curved tubes

This article offers a numerical solution for studying the dynamics of a compressible viscous fluid in bent pipes. To simplify the equations, a streamline function is introduced and pressure constraints are lost. A system of equations is formed with respect to the function and curvature of the flow line. Since the calculation scheme consists of a curved line, it is converted to the correct rectangular shape. For the numerical solution of the equations obtained, an explicit Mok-Cormack scheme and an iterative relaxation method are used. The technique proposed in this work for the numerical calculation of flows can be successfully used to study more complex flows.

УДК 624.01

**Х.С. САГДИЕВ, А.С. ЮВМИТОВ, З.Р. ТЕШАБОВЕВ, В.А. ГАЛИАСКАРОВ,
Х.О. ШЕРНИЁЗОВ, Б.Н. МИРЗАКАБИЛОВ**

**РАСЧЕТ ЗДАНИЙ ОБЩЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ШКОЛ НА СЕЙСМИЧЕСКИЕ
ВОЗДЕЙСТВИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ
ИХ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Введение. В научно-технических отчетах и опубликованных статьях [1–4] приведены общая информация и результаты предварительного анализа по зданиям общеобразовательных школ г. Ташкента и г. Андижана. Выборочно проведены предварительные обследования зданий общеобразовательных школ №50, №54, №142, №187, №223 и №256 г. Ташкента и зданий школ №12, №14, №40, №43 и №44 г. Андижана, построенные в соответствии со строительными нормами [5–11], действовавшими в период их строительства, а также без антисейсмических мероприятий. Проведена общая оценка технического состояния строительных конструкций зданий выбранных школ с учетом деформированности, повреждений и физического износа строительных конструкций. Определены объемно-планировочные и конструктивные решения зданий и соответствия их фактических параметров требованиям действующих нормативных документов по сейсмостойкому строительству.

В статье приведены результаты поверочных расчетов выбранных зданий школ, сопоставление расчетных и инструментальных данных и рекомендации по надёжной эксплуатации зданий общеобразовательных школ при сейсмических воздействиях. Расчеты проведены с использованием результатов предварительных обмерно-обследовательских исследований и инструментальных данных, полученных на предыдущем этапе [1, 2] выполнения научного проекта «ФА-Атех-2018-(23+65) – Оценка сейсмостойкости зданий школьных и дошкольных учреждений, построенных в соответствии с требованиями действовавших нормативных документов в период их строительства, и разработка методов расчета сейсмостойкости с учетом их пространственных моделей и комплексной сейсмозащиты». Как показали результаты предыдущего этапа проекта, школьные здания имеют различные конструктивные решения в зависимости от их периода строительства в соответствии со строительными нормами и правилами тех времен. В качестве примера для проведения поверочных расчетов на сейсмостойкость были выбраны школы №54 и №187 в г. Ташкенте и школы №14 и №40 в г. Андижане.

Поверочные расчеты зданий школ №54 и №187

1. Общие данные

1. Наименование учреждений: общеобразовательные школы №54 и №187.
2. Место размещения учреждений: городок Мирзо Улугбека; массив Ялангач Мирзо Улугбекского района г. Ташкента.
3. Поверочный расчет зданий проводился в соответствии с требованиями норм, рекомендаций и пособий [11–31].
4. Проектные материалы зданий школ не имеются.
5. Год ввода в эксплуатацию: ориентировочно в 1957 и 1965 гг. соответственно.
6. Конструктивная система зданий: жесткая бескаркасная с продольными и поперечными кирпичными стенами. Несущими конструкциями зданий в учебных блоках являются три продольные кирпичные стены. Здания учебных блоков не имеют выступы в плане и перепады по высоте зданий в целом и в антисейсмических швах.

Здание учебного блока школы №54 состоит из трех этажей без подвала (рис.1,а). Блок в плане имеет прямоугольную форму размерами 9.5×62.5 м. Блок разделен на два отсека с помощью

антисейсмического шва. Длина отсеков здания составляет 39.4 и 22.8 м. Высота этажей от пола до потолка – 3.2 м. Стены из полнотелого жженого кирпича 250×120×65 мм на цементно-песчаном растворе. Толщина продольных стен на первом этаже – 0.51 м, а на втором и третьем – 0.38 м. Толщина поперечных стен на первом этаже – 0.51 м, а на втором и третьем – 0.38 м. Шаг поперечных стен: 3; 6; 8.4; 11.4 и 16.7 м. Пролет продольных стен состоит из ширины коридора и учебных комнат: 3.0×6.5 м. Перегородки состоят из кирпичных кладок толщиной 0.12 м. Ширина простенков – 1.0 м. Ширина и высота оконных и дверных проемов – соответственно: 1.8×1.9 и 0.9×2.8 м. Высота от пола до подоконника – 0.8 м. Перекрытие - железобетонные многопустотные плиты с размерами 1×3 и 1×6.3 м. Две лестничные клетки устроены двухмаршевым сборным опиранием на продольные и поперечные стены в конце и середине блока. Размеры лестничных клеток – 2.8×6.8 м. Полы – деревянные в классах и в коридоре, керамические плитки в санузлах. Крыша – чердачная. Несущие конструкции кровли (стропила и обрешетка) – деревянные. Кровля – двухскатные волнистые шиферные покрытия.

Здание учебного блока школы №187 состоит из четырех этажей без подвала (рис.1,б). Блок в плане прямоугольной формы размером 9.84×77 м. Блок разделен на два отсека с помощью антисейсмического шва. Длина отсеков здания – 37 и 40 м. Высота этажей от пола до потолка – 3 м. Стены из полнотелого жженого кирпича 250×120×65 мм на цементно-песчаном растворе. Толщина продольных стен на первом и втором этажах – 0.51 м, на третьем и четвертом этажах – 0.38 м. Толщина поперечных несущих стен во всех этажах – 0.51 м. Шаг поперечных стен: 3 м; 5.5 м; 8.6 м; 11.3 м; 14.1 м. Поперечные стены соединяют три несущих продольных стены. В коридоре несущие продольные стены соединены с помощью железобетонной рамы в продолжении поперечной стены. Пролет продольных стен состоит из ширины коридора и учебных комнат: 3.3×6.5 м. Перегородки состоят из кирпичных кладок толщиной 0.12 м. Ширина простенков – 0.95 м. Ширина и высота оконных и дверных проемов – соответственно: 1.8×1.9 и 0.9×2.2 м. Высота от пола до подоконника – 0.8 м. Перекрытие – железобетонные многопустотные плиты с размерами: 1.2×3.2 м; 1.2×6.3 м. В блоке расположены две лестничные клетки в середине и в конце блока. Размеры лестничных клеток: 2.8×6.6 м. Полы – деревянные в классах и в коридоре, керамические плитки в санузлах. Крыша - чердачная. Несущие конструкции кровли (стропила и обрешетка) – деревянные. Кровля – двухскатные волнистые профнастильные покрытия.

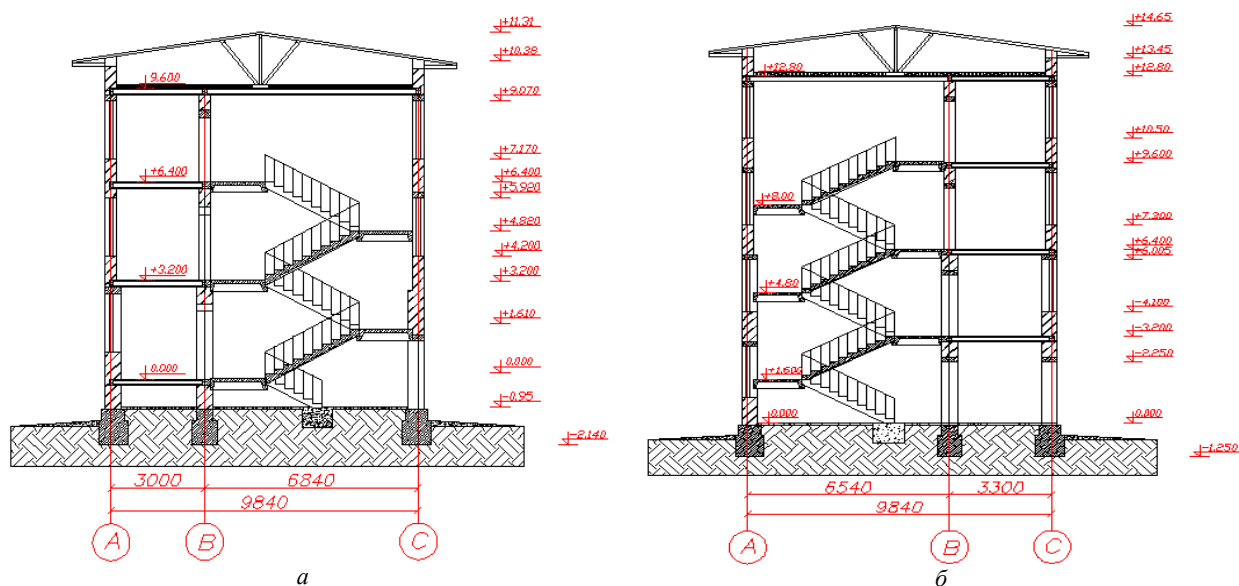


Рис.1. Поперечный разрез здания школ №54 (а) и №187 (б)

7. Характеристика района строительства:

7.1. Сейсмичность региона и строительной площадки – 8 баллов [12, Прил. 2].

7.2. Нормативная снеговая нагрузка: I – район $s_0 = 0.50$ кПа (50 кгс/м²) [12, Прил. 5].

7.3. Нормативный скоростной напор ветра: I – район $W_0 = 0.38$ кПа (38 кгс/м²) [12, Прил. 5],

тип местности – В.

8. Характеристики зданий по нормативному документу:

- 8.1. Класс ответственности здания – I (первый).
- 8.2. Коэффициент надежности по назначению: $\gamma_n=0.95$ [12, Прил. 7].
- 8.3. Категория ответственности здания – II (вторая).
- 8.4. Коэффициент ответственности $K_o=1.2$ [12, табл. 2.3].
- 8.5. Грунты основания – лёссовидные суглинки. Категория грунтов по сейсмическим свойствам – II (вторая).

Расчет здания школы проведен с помощью программного комплекса ЛИРА 9.6. Расчетные схемы отсеков блока приняты как пространственная схема с соответствующими конечными элементами. Исходные показатели здания по нормативному документу КМК 2.01.03-96 приведены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные показатели здания школы №187

№	Наименование расчетных показателей	Коэффициент
1	Количество учитываемых форм колебаний	10
2	Матрица масс	Диагональная
3	Поправочный коэффициент для сейсмических сил	1.0
4	Коэффициент ответственности сооружения (КМК 2.01.03-96, табл. 2.3)	1.2
5	Коэффициент учета повторяемости землетрясений (КМК 2.01.03-96, табл. 2.4)	1.0
6	Коэффициент этажности сооружения (КМК 2.01.03-96, табл. 2.10)	1.0
7	Коэффициент регулярности, п. 2.25 (КМК 2.01.03-96, табл. 2.12)	1.0
8	Коэффициент сейсмичности площадки (КМК 2.01.03-96, табл. 2.7)	0.5
9	Индекс региона (КМК 2.01.03-96, табл. 2.2)	II
10	Категория грунта (КМК 2.01.03-96, табл. 1.1)	II
11	Декремент колебания (КМК 2.01.03-96, табл. 2.9)	0.3

2. Прочностные и механические характеристики материалов конструкции здания

При строительстве здания школы использованы кирпич марки М75 и раствор марки М50. Категория кладки на основе прочностных характеристик кладки по КМК 2.01.03-96 составляла II с временным расчетным сопротивлением на осевое растяжение по неперевязанным швам (нормальное сцепление): $0.12 \text{ МПа} \leq R_{tb} < 0.18 \text{ МПа}$.

По СНиП II-22-81* "Каменные и армокаменные конструкции" расчетные сопротивления кладки на осевое растяжение и сжатие составляют:

расчетное сопротивление кладки на сжатие: $R=1.3 \text{ МПа}$ (СНиП II-22-81*, табл.2);

осевое расчетное сопротивление по неперевязанному сечению (нормальное сцепление, в горизонтальном направлении): $R_t=0.08 \text{ МПа}$ (СНиП II-22-81*, табл.2);

осевое расчетное сопротивление по перевязанному сечению (нормальное сцепление, в вертикальном направлении): $R_t=0.16 \text{ МПа}$;

расчетное сопротивление кладки растяжению при изгибе по неперевязанным сечениям: $R_{tb}=0.12 \text{ МПа}$ (СНиП II-22-81*, табл.10);

расчетное сопротивление кладки растяжению при изгибе по перевязанным сечениям: $R_{tb}=0.25 \text{ МПа}$;

расчетное сопротивление главным растягивающим напряжениям по швам кладки по неперевязанным сечениям: $R_{tw}=0.12 \text{ МПа}$ (СНиП II-22-81*, табл.10);

расчетное сопротивление главным растягивающим напряжениям по швам кладки по перевязанным сечениям: $R_{tw}=0.25 \text{ МПа}$;

расчетное сопротивление кладки срезу в горизонтальном неперевязанном сечении (касательное сцепление): $R_{sq}=0.16 \text{ МПа}$ (СНиП II-22-81*, табл.10);

расчетное сопротивление кладки срезу в вертикальном перевязанном сечении (в вертикальном направлении): $R_{sq}=0.24 \text{ МПа}$.

Приведем механические характеристики кирпичной кладки.

Модуль упругости кирпичной кладки по СНиП II-22-81* определяется в следующем виде:

$$E_0 = \alpha \cdot k \cdot R, \quad (1)$$

где k – коэффициент характеризующий вид кладки, и принимается равным 2; α – коэффициент, характеризующий упругость кладки, принимаем равным 1000, на основе прочностных характеристик кирпичной кладки; R – расчетное сопротивление кладки на сжатие.

В результате расчета по полученным данным кирпичной кладки модуль упругости составляет: $E_0=1000 \cdot 2 \cdot 0.13=2600$ МПа, коэффициент Пуассона кирпичной кладки $\mu=0.25$, удельный вес кирпичной кладки $\gamma=1800$ кг/м³.

Для бетонных изделий получены следующие механические свойства: $E=30000$ МПа, коэффициент Пуассона – $\mu=0.2$, удельный вес бетонного изделия – $\gamma=2500$ кг/м³.

3. Сбор нагрузок

При сборе внешних нагрузок получено всего 6 загрузений, в том числе два сейсмических, соответствующих в поперечном Х и продольном У направлениях.

Сбор нагрузок приведен в табл. 2.

Поверочный расчет здания выполнен на основное и особое сочетание нагрузок.

Загружение 1. Постоянные нагрузки (собственный вес здания задается автоматически с коэффициентом надежности: $\gamma_f = 1.1$).

Загружение 2. Постоянные нагрузки, круглые многопустотные плиты, покрытия, перекрытия, утеплитель, пол, перегородка, профнастил и сплошные прогоны.

Загружение 3. Длительная – полезная нагрузка (с коэффициентом надежности: $\gamma_f=1.2$ по КМК 2.01.07-96, см. пункт 3.7).

Загружение 4. Кратковременная нагрузка – снег (с коэффициентом надежности: $\gamma_f=1.4$ по КМК 2.01.07-96, см. пункт 5.7).

Загружения 5 и 6. Сейсмическая интенсивность по оси Х и Y – 8 баллов.

Таблица 2

Сбор нагрузок на модели здания школы №187

№ п/п.	Наименование нагрузок	Ед. изм.	Норм. значение	Коеф. услов. работы	Расчетное значение
1	2	3	4	5	6
1.	Постоянные нагрузки на покрытие				
1.1.	Волнистый асбестовый шифер: 1750×1130×5.2	Па	104.2	1.05	109,4
1.2.	Сплошные прогоны длиной 6 м и 3 м	Н/м	240	1.05	252
	Постоянные нагрузки на покрытие на крыше				
1.3.	Утеплитель – керамзит $t=0.15$ м; $\gamma=800$ кг/м ³	Па	1200	1.3	1560
1.4.	Цементно-песчаная стяжка: $t=0.03$ м; $\gamma=1800$ кг/м ³	Па	540	1.3	700
1.5.	Плита перекрытия многопустотная толщиной 0.22 м	Па	3000	1.1	3300
	Всего:				5560 Па
2.	Постоянные нагрузки на перекрытие				
2.1.	Цементно-песчаная стяжка: $t=0.04$ м; $\gamma=1800$ кг/м ³	Па	720	1.3	940
2.2.	Покрытие пола (линолеум или керамическая плитка)	Па	100	1.2	120
2.3.	Перегородки (кирпичная кладка)	Па	1000	1.2	1200
2.4.	Плита перекрытия многопустотная толщиной 0.22 м	Па	3000	1.1	3300
	Всего:				5560 Па
3.	Длительная				
3.1.	Полезная	Па	1500	1.3	1950
4.	Кратковременная				
4.1.	Снег	Па	500	1.4	700

4. Результаты и анализ расчета

Используя исходные материалы и результаты инструментально - обследовательских исследований [1–3], с помощью программного комплекса ЛИРА 9.6 вычислены собственные периоды и частоты колебания, перемещения и напряжения в кладке стен отсеков зданий школ №54 и №187 при сейсмической интенсивности воздействия – 8 баллов.

Результаты вычислений и инструментальных измерений динамических характеристик зданий школ №54 и №187 приведены в табл. 3. Как установлено значения периодов основного тона собственных колебаний зданий при теоретических расчетах больше, чем значения полученных периодов при инструментальных измерениях микросейсмических колебаний, а значения декремента затухания немного меньше. Это расхождение объясняется тем, что в режиме микроколебаний динамическая жесткость определяется начальным модулем упругости, который всегда больше расчетного.

В качестве примера на рис 2 приведены распределения напряжения в кладке стен и перемещения 2-го отсека здания школы №187 при сейсмическом воздействии в 8 баллов.

Таблица 3

Результаты теоретических и инструментальных исследований зданий школ

1-й отсек здания школы №54				2-й отсек здания школы №187			
периоды собственных колебаний, с		декременты затухания колебаний		периоды собственных колебаний, с		декременты затухания колебаний	
Экспериментальный	Теоретический	Экспериментальный	Теоретический	Экспериментальный	Теоретический	Экспериментальный	Теоретический
0.2	0.25	0.29	0.3	0.29	0.41	0.26	0.3

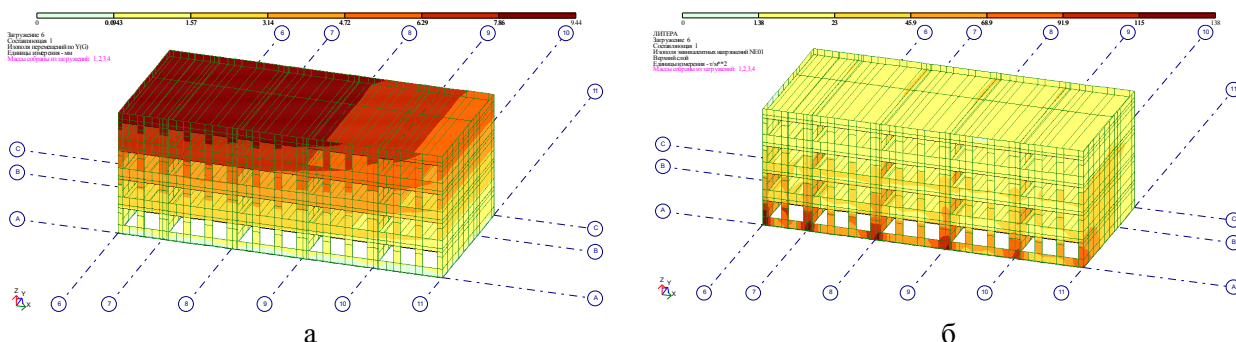


Рис.2. Изополю перемещений по Y (мм) (а) и эквивалентных напряжений Не т/м^2 (б) в кладке второго отсека здания школы №187

7. Заключение и рекомендации

По результатам проведенного анализа результатов вычислений определены собственные частоты колебаний, максимальные значения перемещений и напряжений в кладке стен зданий школ №54 и №187 при сейсмическом воздействии в 8 баллов.

Установлено, что периоды основного тона собственных колебаний зданий при теоретических расчетах больше, чем полученные периоды при измерениях микросейсмических колебаний, а значения декремента затухания немного меньше. Это расхождение объясняется тем, что в режиме микроколебаний динамическая жесткость определяется начальным модулем упругости, который всегда больше расчетного.

Максимальные значения перемещений зданий школ №54 и №187 по горизонтальным осям в пределах норм [11] и составляют соответственно 0.0106 и 0.0173 м. Напряжения в стенах зданий школ больше, чем расчетное сопротивление на осевое растяжение по непрерыванным швам (нормальное сцепление) и составляют соответственно 1.22 и 1.38 МПа.

Для дальнейшей нормальной эксплуатации зданий школ №54 и №187 рекомендуется применение конструктивных мероприятий по усилению строительной конструкции. При проведении капитального ремонта (реконструкции) обязательными конструктивными мероприятиями являются обрамления проемов и армирование стен.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Отчет о научно-исследовательской работе: ФА-Атех-2018-(23+65) «Оценка сейсмостойкости зданий школьных и дошкольных учреждений, построенных в соответствии с требованиями действовавших нормативных документов в период их строительства и разработка методов расчета сейсмостойкости с учетом их пространственных моделей и комплексной сейсмозащиты». Ташкент: ИМиСС АН РУз. 2018.– 342 с.
- [2] Отчет о научно-исследовательской работе: ФА-Атех-2018-(23+65) «Оценка сейсмостойкости зданий школьных и дошкольных учреждений, построенных в соответствии с требованиями действовавших нормативных документов в период их строительства и разработка методов расчета сейсмостойкости с учетом их пространственных моделей и комплексной сейсмозащиты». Ташкент: ИМиСС АН РУз. 2019. – 410 с.
- [3] Сагдиев Х.С., Тешабаев З.Р., Ювмитов А.С., Галиаскаров В.А., Шерниёзов Х.О., Мирзакабиров Б.Н. Оценка соответствия школьных зданий нормам сейсмостойкого строительства // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2019. №1. С.53–58.
- [4] Сагдиев Х.С. Методическая рекомендация для разработки технических паспортов зданий и сооружений // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2019. №1. С. 90–95.
- [5] ТУ-58-48. Технические условия проектирования зданий и сооружений для сейсмических районов. Министерство строительства предприятий тяжелой индустрии СССР. М.: Стройиздат, 1949. Дата начала действия: 30.12.1948 г.

- [6] ПСП 101-51. Положение по строительству в сейсмических районах. Госстройиздат, 1951. Введен 01.11.1951 г.
- [7] СН-8-57. Нормы и правила строительства в сейсмических районах. Госстройиздат, 1957. Введен 01.11.1957 г.
- [8] СНиП II-A.12-62. Строительство в сейсмических районах. Госстройиздат, 1963. Введен 01.03.1963 г.
- [9] СНиП II-A.12-69. Строительство в сейсмических районах. Госстрой СССР. М.: Стройиздат, 1970. Введен 01.07.1970 г.
- [10] СНиП II-7-81. Строительство в сейсмических районах. Госстрой СССР. М.: Стройиздат, 1982. Введен 01.01.1982г.
- [11] КМК 2.01.03-96. Строительство в сейсмических районах. Госкомархитектстрой РУз. Ташкент: 1996. Введен 01.03.1996 г.
- [12] КМК 2.01.07-96. Нагрузки и воздействия.
- [13] КМК 2.01.03.-96. Строительство в сейсмических районах. Изменение №1 2006.
- [14] КМК 2.02.01-98. Основания зданий и сооружений.
- [15] КМК 2.03.01-96. Бетонные и железобетонные конструкции.
- [16] КМК 2.03.05-97. Стальные конструкции.
- [17] КМК 2.03.07-98. Каменные и армокаменные конструкции.
- [18] КМК 2.03.11-96. Защита строительных конструкций от коррозии.
- [19] КМК 2.03.10-95. Крыши и кровли.
- [20] КМК 2.08.02-96. Общественные здания и сооружения.
- [21] ШНК 2.01.02-04. Пожарная безопасность зданий и сооружений.
- [22] КМК 3.01.02-00. Техника безопасности в строительстве.
- [23] КМК 3.03.01-98. Несущие и ограждающие конструкции.
- [24] Руководство по определению и оценке прочности бетона в конструкциях зданий и сооружений. М.: Стройиздат. 1979.
- [25] Рекомендации по усилению каменных конструкций зданий и сооружений. М.: Стройиздат. 1984.
- [26] Методические указания по паспортизации жилых домов, общественных и промышленных зданий. Госстрой РУз. Ташкент, 1993.
- [27] Положение о проведении планово предупредительного ремонта жилых и общественных зданий. М.: 1965.
- [28] Методические рекомендации по инженерному анализу последствий землетрясений. ЦНИИСК. М.: 1981.
- [29] Рекомендации по восстановлению и усилению зданий массовой застройки. ЦНИИСК. М.: 1990.
- [30] Ф и з д е л ь И . А . Дефекты в конструкциях, сооружениях и методы их устранения. М.: Стройиздат. 1987.
- [31] К у т у к о в В . Н . Реконструкция зданий. М.: Высшая школа. 1981.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
29.01.2020

Ҳ.С. Сағдиев, А.С. Ювмитов, З.Р. Тешабоев, В.А.Галиаскаров, Х.О. Шерниёзов, Б.Н. Мирзақабиллов. Умумтаълим мактаб биноларини сейсмик кучлар таъсирига ҳисоблаш ва уларни хавфсиз эксплуатация қилиш бўйича тавсиялар

Мақолада танлаб олинган умумтаълим мактаб бинолари сейсмик кучлар таъсирига ҳисоблаш натижалари ҳамда уларни хавфсиз эксплуатация қилиш учун тавсиялар келтирилган.

H.S. Sagdiev, A.S. Yuvmitov, Z.R. Teshaboev, V.A. Galiaskarov, Kh.O. Shernieзов, B.N. Mirzakabilov. Calculation of the school buildings on the seismic forces and recommendations for their security safe operation

In this article were given the results of the verification calculations of the selected school buildings under seismic influences and recommendations for their reliable operation.

УДК 624.012.4

М.Х. МИРАЛИМОВ, Р.А. АБИРОВ

К РАСЧЕТУ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ С НАЛИЧИЕМ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Существует много различных способов и методов, позволяющих с различной степенью точности определять усилия в элементах конструкций с наличием трещин и накопленных повреждений. Но при этом необходимо иметь в виду, что самые сложные из них лишь приближенно отражают истинную картину усилий в элементах конструкции. Они не позволяют точно предсказать усилия в элементах в связи с тем, что многие факторы, от которых зависят усилия, статистически изменчивы. Сравнительно точно можно предсказать лишь возможный диапазон значений, в пределах которого будет находиться истинное значение усилия.

В нормативно-методических документах по проектированию железобетонных конструкций [1, 2] расчёты нормальных сечений по прочности и трещиностойкости (образованию и раскрытию трещин) выполняются с использованием двух упрощённых расчётных моделей:

- по предельным усилиям в бетоне и арматуре (жёстко пластическая модель), решая задачу как статически определимую;

- по теории изгиба, принимая линейными распределение деформаций (гипотеза плоских сечений) и их связь с напряжениями (по закону Гука).

Исчерпание несущей способности изгибаемых элементов может произойти как от изгибающего момента M при небольшой или нулевой поперечной силе Q (нормальное к продольной оси сечение), так и от поперечной силы Q при сравнительно небольшом значении момента M (наклонное сечение) (рис.1). Чтобы понять работу и характер разрушения изгибаемых железобетонных элементов, рассмотрим напряженное состояние балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой.

От действия изгибающего момента в зоне чистого изгиба возникают только нормальные напряжения σ . На участке, где действует поперечная сила, появляются касательные напряжения τ , которые вместе с σ образуют главные напряжения:

$$\sigma_{\text{раст. сжим.}} = 0.5(\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 - 4\tau^2}). \quad (1)$$

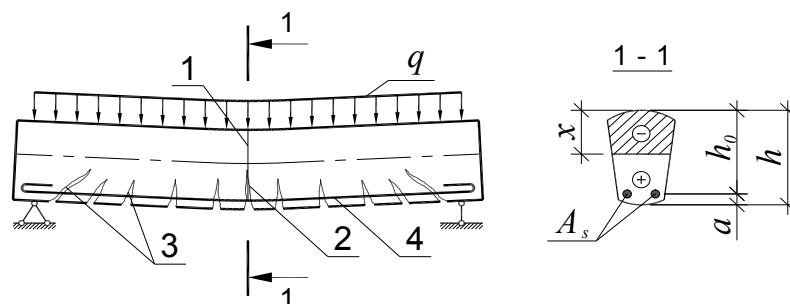


Рис. 1. К расчету изгибаемых элементов: 1 – нормальное сечение 1 – 1; 2, 3 – соответственно нормальные и наклонные трещины; 4 – продольная рабочая арматура

Опасными для железобетонных балок являются главные растягивающие напряжения, так как бетон плохо сопротивляется растяжению. В зависимости от соотношения σ и τ главные растягивающие напряжения будут иметь переменное направление по длине элемента. В тех случаях, когда главные растягивающие напряжения превосходят предел прочности бетона на растяжение ($\sigma_{\text{раст}} \geq R_{\text{бетона}}$) по направлениям, перпендикулярным растягивающим усилиям, образуются трещины. Для восприятия растягивающих напряжений в соответствии с их траекторией в балке ставят продольную и поперечную арматуру (наклонные стержни и хомуты). Наклонные стержни ставят обычно под углом 45° к оси балки по траектории главных растягивающих напряжений. В работе предполагается, что арматура ведет себя как идеально пластическое тело. Концепции механики упругопластического разрушения в работе не рассмотрены.

Поперечные стержни, хотя и не соответствуют направлению $\sigma_{\text{раст}}$, но работают по вертикальной составляющей косоугольного усилия. Если в элементе продольная рабочая арматура расположена только в растянутой зоне, то поперечное сечение такого элемента называют сечением с одиночным армированием. В случае усиления сжатой зоны элемента продольной арматурой сечение называют с двойным армированием. Многочисленные экспериментальные исследования показывают, что изгибаемый элемент может разрушиться как по нормальному к оси балки сечению (от действия изгибающего момента), так и по наклонному (от совместного действия изгибающего момента и поперечной силы). В соответствии с этим расчет прочности производится по обоим сечениям.

В зависимости от количества арматуры, расположенной в растянутой зоне элемента, его разрушение по нормальному сечению может произойти по одному из двух случаев: достижением в растянутой арматуре предела текучести (фактического или условного) и заканчивается раздроблением бетона сжатой зоны вследствие достижения в нем предела прочности на сжатие (нехрупкое разрушение); при достижении предела прочности в сжатом бетоне (в переармированных конструкциях).

Рассмотрим вырезанный из балки элемент, армированный как обычной, так и предварительно напряженной арматурой. С левой стороны на этот элемент действует изгибающий момент от расчетных нагрузок, а с правой – внутренние усилия. Расчетные формулы для определения прочности нормальных сечений любой симметричной формы выводят из двух условий равновесия элемента в предельном состоянии $\sum M=0$ (сумма моментов внутренних усилий относительно оси,

нормальной к плоскости изгиба и проходящей через точку приложения равнодействующей усилий в растянутой арматуре) и $\sum N_x = 0$ (сумма проекций сил в расчетных сечениях на горизонтальную ось). В случае армирования сечения изгибаемого элемента двойной ненапрягаемой и напрягаемой арматурой (общий случай армирования) (рис.2) усилия в сжатой и растянутой зонах сечения будут равны:

$$N_b = R_b A_b, \quad N'_s = R_{sc} A'_s, \quad N'_{sp} = \sigma'_{sp} A'_{sp}, \quad N_s = R_s A_s, \quad N_{sp} = \gamma_{s6} \sigma_{sp} A_{sp}$$

Для сечения с двойной ненапрягаемой и напрягаемой арматурой уравнение $\sum N_x = 0$ можно записать в следующем виде:

$$R_b A_b + R_{sc} A'_s + \sigma'_{sp} A'_{sp} - R_s A_s - \gamma_{s6} \sigma_{sp} A_{sp} = 0, \quad (2)$$

где γ_{s6} – коэффициент условий работы для высокопрочной арматуры различных классов при соблюдении условия $\xi < \xi_R$ при натяжении её выше условного предела текучести.

Из уравнения (2) определяют положение нейтральной линии (высоту сжатой зоны x).

Прочность нормальных сечений изгибаемого элемента будет обеспеченной, если внешний момент M не превосходит несущую способность сечений элемента, выраженную в виде обратно направленного момента M_u внутренних сил ($M \leq M_u$). Поэтому уравнение $\sum M = 0$ запишется в следующем виде:

$$M \leq M_u = R_b A_b z_b + R_{sc} A'_s (h_0 - a') + \sigma'_{sp} A'_{sp} (h_0 - a'_{sp}). \quad (3)$$

где $z_b = f(x)$ – плечо внутренней пары сил.

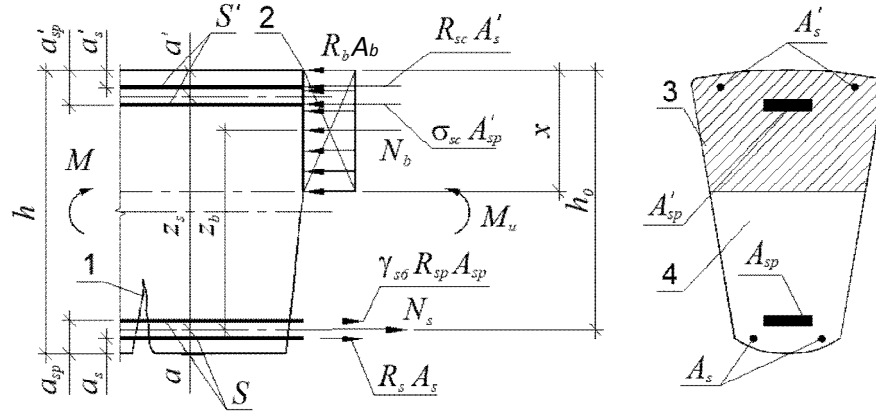


Рис. 2. Схема усилий и напряжений в нормальном расчетном сечении элемента любой симметричной формы: 1 – нормальные трещины; 2 – расчетное сечение; 3 – сжатая зона сечения; 4 – то же, растянутая арматура

Значение этого коэффициента определяется по формуле [3]

$$\gamma_{s6} = \eta - (\eta - 1) \left(\frac{2\xi}{\xi_R} - 1 \right) \leq \eta, \quad (4)$$

где η – коэффициент, принимаемый равным для арматуры различных классов от 1.1 до 1.2; $\xi = x/h_0$ – относительная высота сжатой зоны, определяемая без учета коэффициента γ_{s6} ; ξ_R – наибольшее (граничное) значение высоты сжатой зоны; $h_0 = h - a$ – рабочая высота сечения; $a = a_1 + 0.5d$ – при однорядном расположении арматуры; $a = a_1 + 0.5d + 0.5c$ – при двухрядном расположении арматуры; a_1 – защитный слой бетона; c – расстояние между осями стержней при двухрядном расположении арматуры. Расстояние от нижней грани сечения до равнодействующей усилий во всей растянутой арматуре может быть определено по выражению

$$a = \frac{R_s A_s a_s + \gamma_{s6} \sigma_{sp} A_{sp} a_{sp}}{R_s A_s + \gamma_{s6} \sigma_{sp} A_{sp}}.$$

Напряжения в сжатой арматуре принимаются равными $R_{sc} = R_s$. В предварительно напряженной арматуре, расположенной в сжатой зоне, напряжения принимают $\sigma_{sc} = 400 - \sigma_0 \gamma_{sp}$ при $\gamma_{b2} \geq 1$, или $\sigma'_{sc} = 500 - \sigma_0 \gamma_{sp}$ при $\gamma_{b2} \geq 1$. Здесь 400 (500) – это снижение предварительного напряжения в арматуре S' к моменту разрушения бетона сжатой зоны. Эта величина напряжения определяется из условия средней величины предельной сжимаемости бетона: $\varepsilon_{bu} = 0.002$ и $E_s = 2.0 \cdot 10^5$ МПа.

При $\varepsilon_{bu} = \varepsilon_s$, $\sigma_s = \varepsilon_{bu} E_s = 0.002 \cdot 2.0 \cdot 10^5 = 400$ МПа, где σ_0 – напряжение в натянутой арматуре сжатой зоны, определяемое с учетом соответствующих потерь; $\gamma_{sp} > 1$ – коэффициент точности натяжения, принимаемый по формуле $\gamma_{sp} = 1 \pm \Delta\gamma_{sp}$. Знак «плюс» принимается при неблагоприятном влиянии предварительного напряжения, знак «минус» – при благоприятном. Значения $\Delta\gamma_{sp}$ при механическом способе натяжения принимаются равными 0.1, а при электротермическом и электро-термомеханическом способах натяжения определяются по формуле $\Delta\gamma_{sp} = 0.5 \frac{p}{\sigma_{sp}} \left(1 + \frac{1}{\sqrt{n_p}} \right)$, но не менее 0.1; здесь p , σ_{sp} – предельное отклонение предварительного напряжения и начальное предварительное напряжение арматуры; n_p – число стержней напрягаемой арматуры в сечении элемента.

На основе этих предпосылок была решена задача на основе МКЭ [4]. Для оценки достоверности разработанного метода производим расчет железобетонной балки при воздействии вертикальной распределенной нагрузки (рис.3). Здесь приняты: расчетное сопротивление бетона на сжатие – $R_b = 14.8$ МПа, расчетное сопротивление бетона на растяжение – $R_{bt} = 1.07$ МПа, $E_b = 30000$ МПа, $\nu = 0.3$, $l = 9$, $b = 1.0$ м, $h = 0.5$ м, $a = 5$ см, арматура класса А-III диаметром по 25 мм (10 шт.).

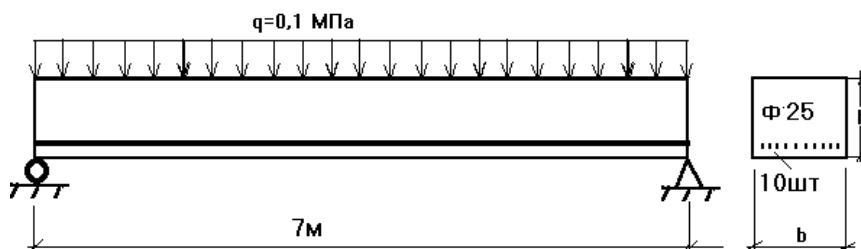


Рис. 3. Конструкция железобетонной балки с одиночным армированием

Настоящая конструкция была рассчитана по разработанной методике по конечно-элементной схеме. В результате получены данные, которые приведены на рис. 4, 5. На рис. 5,а представлена полученная картина появления трещин (экспериментальные данные) и на рис.5,б развития разрушения конструкции (теоретические данные по МКЭ) при максимальной нагрузке, равной $q = 351$ кН/м. Здесь видно (см. рис.5,а), что разрушение происходит по трещинам.

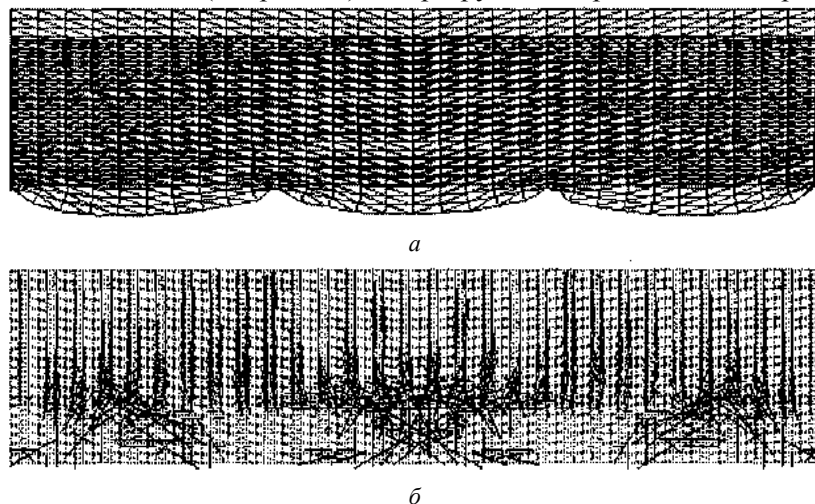


Рис. 4. Картина перемещений (а) и векторное поле главных напряжений σ_1 и σ_2 (б)

Подробные экспериментальные сведения о методике эксперимента и его результатах приведены в работе [5]. Сравнение результатов, приведенных далее, показывает, что качественная картина НДС железобетонной балки-стенки, полученная путем численного анализа, выявляет равномерный характер развития зон разрушения в данной конструкции. На рис. 5,а показано размещение существующих трещин в теле конструкции, на рис. 5,б – распределение НДС в теле конструкции, полученное путем численного расчета.

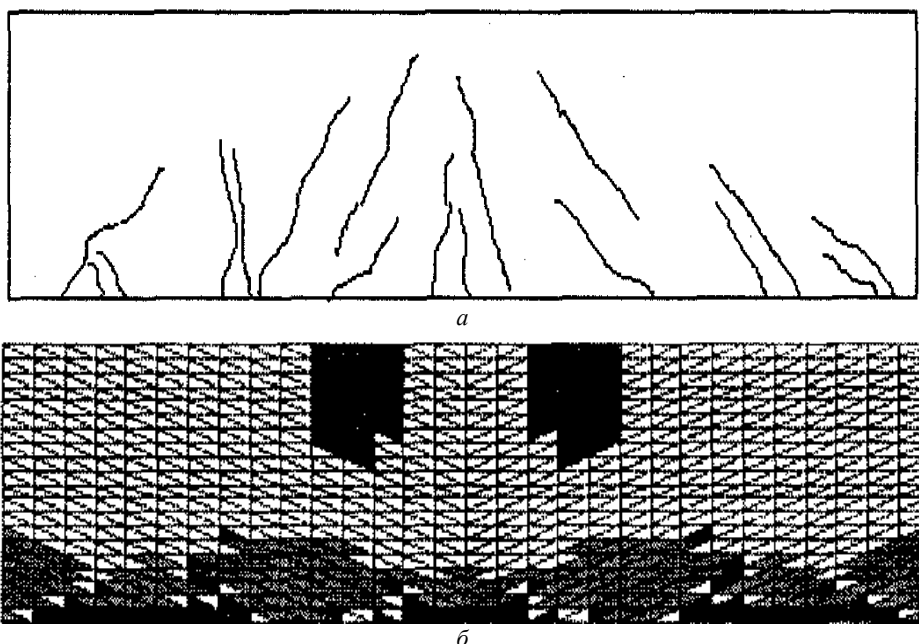


Рис. 5. Трещины в конструкции (по результатам работы [6]) (а) и картина разрушения, полученная по МКЭ (б)

Устанавливая главное преимущество, разработанного метода расчета железобетонных конструкций по сравнению с расчетом (с условием прочности, приведенным в строительных нормах) по предельному состоянию, приходим к следующему:

- напряжения вычисляются из неупругого расчета с учетом реальной работы арматуры и бетона;
- в процессе расчета можно наблюдать характер деформирования в каждой точке железобетонной конструкции (различные области сжатия и растяжения, а также зоны разрушения) как в бетоне, так и в арматуре и более точно вычислить нужную предельную нагрузку на конструкцию.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] КМК 3.01.02-00. Техника безопасности в строительстве.
- [2] МШН 32-04. Инструкция по определению грузоподъемности железобетонных балочных пролетных строений эксплуатируемых автодорожных мостов.
- [3] Карпенко Н. И., Круглов В. М., Соловьев Л. Ю. Нелинейное деформирование бетона и железобетона. Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2001. – 276 с.
- [4] Клованич С. Ф., Мироненко И. Н. Метод конечных элементов в механике железобетона. Одесса: Изд-во ОНМУ, 2007. – 110 с.
- [5] Колчунов В. И. Разрушение железобетонных элементов от совместного действия изгибающего момента и поперечной силы // Строительные конструкции. Вып.32. 1979. С. 51–54.
- [6] Миралимов М. Х. Расчет железобетонной конструкции по предельным состояниям // Проблемы развития транспортных и инженерных коммуникаций. М.: 2004. №1-2. С. 55 – 61.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
11.12.2020

М.Х. Миралимов., Р.А. Абиров. Шикастланишларга эга бўлган конструкцияларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш усули

Мазкур илмий мақолада чекли элементлар усули асосида ёриқларга эга бўлган конструкциянинг мустаҳкамлиги чегаравий масаласи ечилган ва натижалари тажрибавий натижалар билан солиштирилган. Текис масала қўрилган ва материалларнинг норматив ҳисоблаш усулларида инобатга олинмайдиган нозичлиқ ҳусусиятлар ҳисобга олинган.

M.Kh. Miralimov., R.A. Abirov. To solution of structures' strength with fissuring

Numerical solution by developed approach on the FEM base for structure with regular fissures and comparing it with experimental data are considered in this issue. Plane problem was described and nonlinear properties of metal and concrete was taken into account here

ВЛИЯНИЕ КОРРОЗИИ НА НЕСУЩУЮ СПОСОБНОСТЬ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ МОСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

На автомобильных дорогах общего пользования Республики Узбекистан эксплуатируется более 7 тысяч автодорожных мостов (в том числе железобетонных и каменных мостов – 93%, металлических – 7%). Износ большинства мостов составляет 40–70%, более 300 автодорожных мостов находится в аварийном и предаварийном состояниях [1]. С учетом мостов на внутрихозяйственных автомобильных дорогах, дорогах и улицах городов и кишлаков их количество достигает более 15 000 сооружений. Статистика по техническому состоянию этих мостов ещё более неудовлетворительная.

На территории Российской Федерации, по данным на 2000 г. [2], на дорогах общего пользования эксплуатируется 41 800 сооружений (в том числе 33 464 капитальных) протяженностью около 1600 км.

В 2020 г. российское правительство утвердило программу по ремонту всех аварийных и изношенных мостов в стране. В нее войдут более 2 тыс. объектов, общее финансирование составит 379.9 млрд руб. Программой предусматривается приведение в нормативное состояние более 2 тысяч аварийных мостов протяженностью 115 тысяч пог. м, работы будут проводиться в период 2020–2024 гг. в 81 субъекте Российской Федерации.

В Соединенных Штатах Америки, по данным [3], имеется около 583 000 мостов, из которых 235 000 изготовлены из обычного железобетона, 108 000 построены с использованием предварительно-напряженного железобетона, 200 000 выполнены из стали и около 40 000 – с использованием других строительных материалов (дерева, камня, композитных материалов). Следовательно, железобетонные мосты в целом составляют 59%, стальные – 34%, а вместе – 93% от всего мостового парка США. По последним данным, в списке ненадежных или функционально устаревших по стране числится 253 521 мост.

И железобетонные, и стальные мостовые сооружения под влиянием окружающей среды подвергаются различным видам разрушения [4–7].

В последние годы наблюдается интенсификация исследований по выявлению причины природы разрушающих процессов в железобетоне и разработки способов их устранения. Разрушающие процессы в железобетоне, причиной которых является коррозионное воздействие окружающей среды, приводят к снижению силового сопротивления, т.е. ослаблению определенной части конструкции (мосты, зданий, сооружения и т.д.), а также может сопровождаться изменением всей расчетной схемы мост – сооружение.

Основным материалом для строительства мостов в республике является железобетон. Из железобетона возводят мостовые сооружения всех видов и систем во всех регионах страны из-за его несомненных достоинств: прочности, долговечности и относительной дешевизны. Однако негативным фактором является коррозия.

По состоянию на сегодняшний день более 50% мостов требуют ремонта гидроизоляции. В условиях коррозии существенно уменьшается несущая способность конструкций. Реальный срок службы мостов составляет 30 – 35 лет вместо 50 – 100 лет по проекту [1, 5].

В процессе эксплуатации на мостовые сооружения оказывают воздействие статические и динамические нагрузки (от собственного веса и проезжающего по ним транспорта, ветровые), температурные условия (весна, лето, осень зима), погоднo-климатические воздействия (дожди, туманы, снег, гололед), агрессивное влияние эксплуатационной среды (в промышленных районах атмосферы с высокой влажностью и агрессивными газами (CO_2 , SO_2 , NO_2 и т.п.), минеральные вещества и соль при использовании антигололедных материалов, электрические блуждающие токи и токи утечки).

Воздействие вышеуказанных факторов приводит к возникновению и интенсивному протеканию на мостовых конструкциях коррозионных процессов – важнейшей из причин, существенно влияющих на долговечность и надёжность мостов и других транспортных сооружений.

Исключение или сведение к минимуму коррозионных процессов диктуется в современных условиях следующими соображениями:

- необходимостью повышать долговечность (срок службы) мостов, мостовых конструкций, их надёжность (снижение аварийных ситуаций);
- экономическими, связанными с уменьшением материальных потерь металла и бетона (их диссипации в окружающую среду), заменой отдельных элементов конструкций, ремонтными затратами и т.п.;
- экологическими: загрязнение окружающей среды продуктами коррозии, другими экологически опасными веществами (продукты метаболизма при бактериальной и других видах биологической коррозии).

В целом коррозионные проблемы и вопросы защиты от коррозии мостов, транспортных сооружений занимают одно из важнейших мест в вопросах их проектирования, строительства и эксплуатации.

Долговечность, надёжность, качество и работоспособность мостовых конструкций и их элементов определяются не только совершенством проекта, правильным выбором материалов (сталей, бетона, арматуры, железобетона, полимеров), качественным исполнением технологии производства, учётом условий эксплуатации, но и грамотным решением коррозионных проблем, сведением их к минимуму или исключением на стадиях проектирования, строительства, эксплуатации.

Одним из больших преимуществ железобетона по сравнению с металлами и другими материалами является его высокая коррозионная стойкость [5]. Однако опыт эксплуатации железобетонных конструкций транспортных сооружений развеял миф о «вечности» железобетона как конструкционного материала, потому что в ряде случаев под воздействием агрессивной среды (атмосферы, грунтов и грунтовых вод, постоянного электрического тока) железобетонные конструкции подвергаются интенсивной коррозии и преждевременному разрушению, что снижает эффективность их применения, а иногда даже создает опасность для движения транспорта [7].

Коррозия бетона (железобетона), подобно коррозии металла, связана с воздействием агрессивной внешней среды, но имеет ряд специфических особенностей.

Бетон – многофазная пористая система, находящаяся в равновесии с водой в порах бетона. При $pH=12,5-13$ все составляющие бетон фазы устойчивы. При воздействии внешней агрессивной среды равновесие системы нарушается и в бетоне начинают протекать различные процессы, приводящие к коррозии.

На мостовые конструкции и транспортные сооружения воздействуют различные жидкие агрессивные среды. Это пресные речные воды (опоры мостов), грунтовые воды, атмосферные осадки в виде дождей, туманов, промышленные водные стоки, щелочные и кислые среды и т.п. (рис 1–4).



Рис. 1. Коррозия бетона по причине солевой агрессии к опоре моста на км 12+952 автомобильной дороги 4Н44 «Куrolпа ДФХ – Караузяк ДФХ»



Рис. 2. Коррозия бетона по причине солевой агрессии. Автодорожный мост через канал Кегейли расположен на км 8+900 автомобильной дороги 4Р178 («железнодорожная станция Кумшунгул – Аспантой»)

Согласно современным представлениям, коррозию бетона и железобетона классифицируют в жидких средах на 3 вида:

I вид – коррозия, связанная с воздействием водных сред с малым содержанием солей с преимущественно нейтральной реакцией ($pH=6.8-7.2$) (см. рис.1);

II вид – коррозия при воздействии весьма агрессивных сред, например, кислот, щелочей, некоторых солей, таких, как хлориды натрия или магния (см. рис.2);

III вид – коррозия, обусловленная проникновением в поры бетона жидких сред, содержащих компоненты, образующие с поровой жидкостью или цементным камнем нерастворимые кристаллические соединения (см. рис. 3, 4).

Каждый вид коррозии характеризуется своими особенностями, специфическими физико-химическими процессами и реакциями, которые определяют характер коррозионного разрушения. В железобетоне, наряду с коррозией бетона, может протекать коррозия стальной арматуры. Кроме того, наблюдаются и специфические виды коррозии, связанные, например, с воздействием на бетон и железобетон бактерий, грибов, водорослей и т.п.



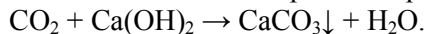
Рис. 3. Автодорожный мост через коллектор расположен на км 1+000 автомобильной дороги 4Р176г («подъезд от автомобильной дороги 4Р176 к автомобильной дороге 4Р175»). Дефекты конструкций опор по причине солевой агрессии



Рис. 4. Автодорожный мост через канал «Галлык» расположен на км 10+925 автомобильной дороги 4Р173 «Кунград – Муйнак». Дефекты конструкций опор по причине солевой агрессии

Атмосферная коррозия – наиболее распространённый вид коррозии. При этом на бетон воздействуют такие факторы атмосферы, как температура (колебания температур), влажность, наличие в атмосфере газов, осадки в виде дождя, снега и т.п.

Сухая атмосфера (относительная влажность $<60\%$) для бетона и железобетона не опасна. При влажности более 60% на поверхности бетона и в капиллярах начинает конденсироваться влага, в которой растворяются различные газы, находящиеся в атмосфере. В зависимости от типа атмосферы (промышленная, морская, сельская и т.п.) в ней могут содержаться различные газы, от растворимости которых в плёнке влаги и в объёме капилляров и пор бетона будет создаваться различная агрессивная среда. Поэтому все газы, присутствующие в той или иной атмосфере, делят на 3 группы в зависимости от их способности влиять на процессы взаимодействия с $Ca(OH)_2$. По С.Н. Алексееву [8], к первой группе относятся газы, образующие с $Ca(OH)_2$ малорастворимые или нерастворимые соли с небольшим объёмом продуктов реакции. Это пары плавиковой, уксусной, щавелевой кислот, CO_2 и некоторые другие. Так, при наличии в атмосфере малых концентраций CO_2 в поровой влаге бетона или поверхностной плёнке может протекать реакция



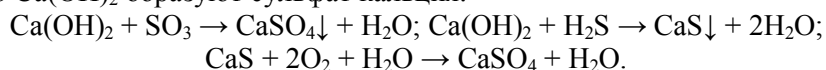
Образующийся карбонат кальция по объёму ненамного превышает объём $Ca(OH)_2$ и не представляет большой опасности для прочностных свойств бетона. Мало того, при оптимальной концентрации CO_2 в воздухе бетон может даже уплотняться. Однако избыточная повышенная концентрация CO_2 может приводить к растворению осадка с образованием растворимого бикарбоната



который, вымываясь из бетона, увеличивает объём пор и снижает его прочность.

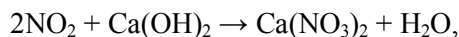
Другая опасность при наличии в атмосфере таких газов заключается в том, что при их действии на поровую жидкость происходит снижение величины pH , т.е. частичная нейтрализация, и по достижении $pH < 11.0 - 11.5$ может начаться коррозия стальной арматуры и бетон начнёт растрескиваться.

Ко второй группе атмосферных газов относятся газы, образующие при взаимодействии с $\text{Ca}(\text{OH})_2$ нерастворимые объёмные продукты реакции. Это SO_2 , SO_3 , H_2S . Эти газы при взаимодействии с известью $\text{Ca}(\text{OH})_2$ образуют сульфат кальция:



Получающийся гипс CaSO_4 , как отмечалось, по объёму в 2 раза больше, чем $\text{Ca}(\text{OH})_2$, и бетон вначале уплотняется, а затем его поверхностные слои начинают под действием внутренних напряжений отслаиваться от тела бетона и конструкция, в целом, постепенно разрушается. Атмосферы, содержащие такие газы, являются весьма агрессивными по отношению к бетону и железобетону.

Третья группа атмосферных газов – газы, образующие при взаимодействии с $\text{Ca}(\text{OH})_2$ растворимые соли. К таким газам относят галогены (Cl_2 , Br_2) и галогенводородные кислоты (HCl , HBr , HI), некоторые органические летучие кислоты (HCOOH , CH_3COOH). При взаимодействии с этими газообразными веществами получают растворимые соли, которые вымываются из бетона, при этом увеличивается пористость бетона, снижаются прочностные свойства. Хлор и галогенводородные кислоты могут вызвать интенсивную коррозию стальной арматуры, вследствие чего будет происходить растрескивание бетона вдоль арматуры. К третьей группе относятся и азотсодержащие оксиды NO , NO_2 , а также азотсодержащие пары кислот HNO_2 , HNO_3 и аммиак NH_3 . В результате их попадания в поровое пространство бетона протекают реакции образования растворимых нитратов, например



которые, постепенно вымываясь, делают структуру бетона рыхлой, поровое пространство насыщается солями, которые являются гигроскопичными. Гигроскопичные продукты такие, например, как нитрат аммония, хлорид аммония, увеличивают скорость поглощения влаги из атмосферы (примерно в 2 раза), способствуют насыщению бетона водой и дальнейшему его разрушению. Все азотсодержащие газы являются агрессивными по отношению к бетону и неопасными по отношению к стальной арматуре.

Бетонные и железобетонные конструкции, эксплуатирующиеся в различных атмосферных условиях, испытывают воздействие различных факторов. Из множества факторов, определяющих состояние атмосферы, наиболее опасными по воздействию на бетон и железобетон являются повышенная влажность и колебания температуры.

Одна из наиболее опасных и распространённых причин разрушения железобетонных конструкций мостовых сооружений – коррозия стальной арматуры [2].

В бетоне стальная арматура находится в контакте с поровой жидкостью, имеющей $\text{pH} > 11.8$. Воздействие щелочной среды на сталь переводит её в пассивное состояние, обусловленное формированием на поверхности металла гидроксидов железа. Кроме того, слой бетона, соприкасающийся с арматурой, в той или иной степени обладает изолирующей способностью и защищает её от коррозии. Коррозионный процесс на стали может развиваться в том случае, если будут созданы условия для протекания электрохимических парциальных реакций: катодного процесса деполяризации и анодного процесса растворения. Это возможно в том случае, если нарушается пассивная плёнка, к поверхности стали проникает кислород (деполяризатор катодного процесса), создаются локальные катодные и анодные участки и возникает разность потенциалов, т.е. формируются микрогальванопары.

Причинами развития коррозии арматуры могут быть недостаточная толщина защитного слоя бетона, низкая плотность бетона защитного слоя и как следствие – потеря бетоном пассивирующих свойств (например, в результате карбонизации), особенно опасная в условиях агрессивного воздействия среды (чаще всего хлористых солей) [7].

Нарушение пассивной плёнки, защищающей металл, возможно по следующим причинам: 1) снижение pH поровой жидкости до величин ниже 11.8; 2) проникновение к поверхности стали агрессивных хлорид-ионов и 3) ускорение анодных процессов растворения стали. Снижение pH поровой жидкости возможно при образовании растворимых веществ и вымывании их из цементного камня; это может происходить при воздействии водных растворов кислот, солей, агрессивных газов. Кроме того, в бетоне всегда достаточно влаги, необходимой для снижения pH . Учитывая, что бетон имеет достаточно высокую пористость, весьма высока вероятность проникновения к поверхности арматурной стали кислорода – деполяризатора катодного процесса. Структурная

неоднородность арматурной стали, наличие различного рода включений, внутренние напряжения и т.п. создают предпосылки появления микрогальванопар, их активного функционирования, локализации коррозионных процессов, которые могут проявляться в виде питтингов, язв.

Таким образом, для стальной арматуры создаются условия для возникновения и интенсивного протекания коррозионных процессов. Эти процессы могут ускоряться и другими факторами: наличием трещин в бетоне, облегчающих проникновение агрессивных сред к стальной арматуре, собственной коррозией цементного камня, наличием блуждающих токов, недостаточной толщиной слоя бетона.

Скорость коррозии арматуры зависит от изолирующей способности защитного слоя бетона, его плотности, толщины, химического состава цемента.

Внешними признаками коррозии арматуры в бетоне являются [4]:

- пятна ржавчины на поверхности бетона вдоль расположения стержней;
- трещины, ориентированные по направлению арматурных стержней;
- отслоение защитного слоя бетона с оголением арматуры, наличие ржавчины на поверхности арматуры.

Состояние арматуры может быть оценено по следующим признакам:

- глубине коррозионного поражения и площади коррозионных повреждений;
- характеру коррозионных повреждений (сплошная, пятнами, точечная, язвами, налет ржавчины);
- толщине и плотности продуктов коррозии.

Сохранность стальной арматуры от коррозии зависит от защитных свойств бетона и агрессивности окружающей среды. Защитные свойства бетона по отношению к арматуре могут быть различными. Они определяются видом вяжущего и добавок, режимом твердения, толщиной и плотностью защитного слоя бетона, шириной раскрытия трещин, пересекающих стальную арматуру. С течением времени, в связи с карбонизацией наружного слоя бетона, его защитные свойства снижаются и могут быть совсем утрачены. Развитие коррозии происходит при наличии переменной влаги и кислорода. Коррозия арматуры является процессом электрохимическим, который предполагает наличие электрического тока, возникающего без внешнего источника. При электрохимической коррозии на поверхности корродирующего металла образуются анодные и катодные участки. На анодных участках осуществляются растворение металла, ионизация атомов. Электрическая цепь замыкается через раствор электролита.

Продукты коррозии являются результатом вторичного процесса взаимодействия гидратированных ионов с кислородом, которые откладываются на поверхности арматуры в виде ржавчины. После нарушения пассивного состояния арматуры ее коррозия может не развиваться, если эксплуатация конструкции происходит в очень сухой среде или в полностью насыщенном водой бетоне.

По характеру разрушения поверхности и структуры металла различают такие основные виды коррозии, которые приведены на рис.5. Это равномерная или общепринятая, т. е. распределенная по всей поверхности арматуры (рис. 5, а); местная или локальная (пятнами) коррозия, сосредоточенная на отдельных участках поверхности металла (рис. 5, б); точечная коррозия или питтинг, сосредоточенная на очень малых участках поверхности, но отличающаяся очень глубоким проникновением (рис. 5, в); коррозионное растрескивание в результате разрушения связей между кристаллами (рис. 5, г). Коррозионные повреждения арматуры вызывают следующие виды разрушения арматуры в бетоне: уменьшение сечения элементов вследствие коррозионных потерь; хрупкое растрескивание под напряжением; водородное охрупчивание.

Изменение коррозионного поведения арматуры конструкции во времени имеет два этапа (рис. 6): инкубационный период, в течение этого периода металлическая арматура остается пассивной, а время, при котором это состояние нарушается, определяется продолжительностью карбонизации защитного слоя; коррозионный период начинается с момента депассивации и включает в себя развитие коррозии с заметной скоростью, пока арматура конструкции не выйдет из строя, потеряв несущую способность.

Опыт эксплуатации мостовых переходов показывает, что воздействие коррозионных сред на мостовые конструкции неравномерно и зависит от многих факторов. Например, от розы ветров (навстречные фасады страдают от атмосферной коррозии сильнее, чем подветренные) и т.п. Поэтому для выбора оптимальной системы антикоррозионной защиты, обеспечивающей равный срок

службы всех элементов моста, следовало бы организовать изучение влияния этих факторов с тем, чтобы на основе научных исследований увеличить межремонтный срок службы покрытия, а значит, и всего сооружения [4].

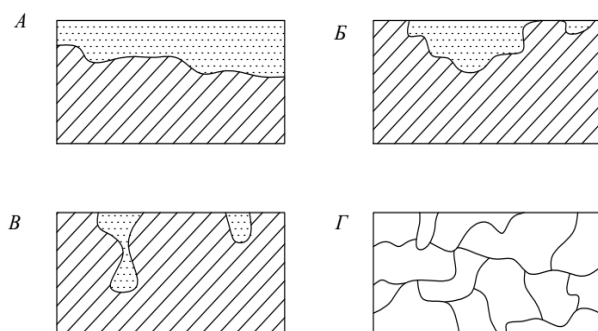


Рис. 5. Виды коррозионных повреждений стальной арматуры

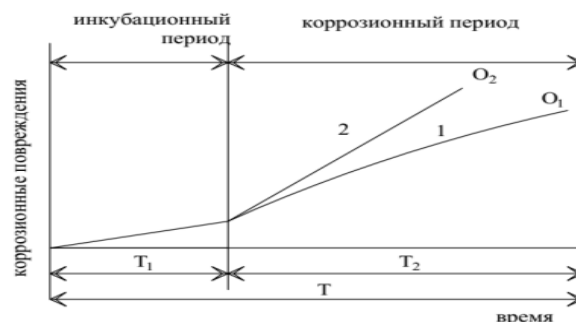


Рис. 6. Периоды коррозионного поведения во времени арматуры с большими пластическими деформациями (1) и арматуры с хрупким разрушением (2); O_1 , O_2 – отказы арматуры

Для этого, кроме принятия мер по первичной защите от коррозии (эффективный водоотвод, доброкачественная дорожная одежда, водонепроницаемые деформационные швы и т.п.), необходимо обеспечить удобный доступ для нанесения покрытия в любом месте конструкции как во время строительства, так и в процессе эксплуатации.

Учитывая, что на железобетонные опоры, особенно массивные, обычно устанавливаются сравнительно долговечные металлические пролетные строения, прежде всего, следует исследовать возможности повышения долговечности опор.

Мерами защиты от коррозии железобетонных конструкций, находящихся в условиях агрессивной среды, в зависимости от степени агрессии являются: снижение фильтрующей способности бетона введением специальных добавок, повышение плотности бетона, увеличение толщины защитного слоя бетона, а также применение лакокрасочных или мастичных покрытий, оклеечной изоляции, замена портландцемента глиноземистым цементом, применение специального кислотостойкого бетона.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Байбулатов Х.А., Бердибаев М.Ж. Дефекты и повреждения мостовых конструкций и их влияние на потребительские свойства мостов// Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2018. № 4. С.103–106.
- [2] Овчинников И.Г., Ликверман А.И., Распоров О.Н и др. Защита от коррозии металлических и железобетонных мостовых конструкций методом окрашивания. Саратов: Изд-во «Кубик», 2014. – 504 с.
- [3] www.nace.org/publicaffairs
- [4] Макаров В.Н. Антикоррозионная защита мостовых сооружений / Макаров В.Н., Овсянников С.В., Овчинников И.Г. Саратов: Издат. Центр «Наука», 2007–192 с.
- [5] Саатова Н.З., Ишанходжаев А.А. Остаточный ресурс железобетонных пролетных строений автодорожных мостов, подверженных солевой коррозии// Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2017. № 4. С.61–64.
- [6] Иванов Ф.М. Защита железобетонных транспортных сооружений от коррозии. М.: Транспорт, 1968. –110 с.
- [7] Маринин А.Н. Сопротивление железобетонных конструкций воздействию хлоридной коррозии и карбонизации / Маринин А.Н., Гарибов Р.Б., Овчинников И.Г. Саратов: Издат. центр «РАТА», 2008. –296 с.
- [8] Алексеев С.Н. Коррозия и защита арматуры в бетоне. М.: Стройиздат, 1968. –230 с.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
09.03.2020

Х.А. Байбулатов, М.Ж. Бердибаев. Темирбетон конструкцияларнинг юк қўтариш қобилиятига коррозиянинг таъсири

Мақолада қўприк иншоотларининг эксплуатация жараёнида темирбетон конструкцияларида пайдо бўладиган коррозия ва унинг келиб чиқиш сабаблари келтирилган. Темирбетон конструкцияларнинг юк қўтариш қобилиятига коррозиянинг таъсири ўрганилган.

H.A. Baybulatov, M.J. Berdibaev. The effect of corrosion on the bearing capacity of reinforced concrete structures
The article presents the corrosion and causes of corrosion in reinforced concrete structures during the operation of bridge structures. The effect of corrosion on reinforced concrete structures on its bearing capacity was studied.

А.А. РИЗАЕВ, А.Т. ЙУЛДАШЕВ, Р.Р. ХУДАЙКУЛИЕВ, Ж. СУЛТАНОВ

АНАЛИЗ И ОЦЕНКА ПНЕВМОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ХЛОПКОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Аналитический обзор по пневмотранспортной системе машин основывался на результатах исследований отечественных серийных хлопкоуборочных машин и материалах, полученных из Интернета и других источников [1].

Как известно, в хлопкоуборочных машинах транспортировка хлопка-сырца осуществляется всасывающим и эжекционно - нагнетательным способами. Пневмотранспортная система хлопкоуборочной машины должна обеспечить транспортирование собранного урожая из рабочей камеры уборочного аппарата при урожайности хлопка-сырца от 20 до 50 ц/га. При этом должно обеспечиваться бесперебойное всасывание дольки или группы долек коробочки хлопка нижней частью приемной камеры уборочного аппарата с минимальным повреждением семян и волокна при пропуске через рабочее колесо вентилятора. Обеспечение необходимой скорости всасывания воздушным потоком в нижней части приёмной камеры уборочного аппарата существенно предотвращает сбивание хлопка-сырца на землю.

Авторами [2] проведено исследование зоны передних съёмников хлопкоуборочных аппаратов со всасывающей и эжекционно - нагнетательной системами пневмотранспорта.

Во всасывающей системе серийной хлопкоуборочной машины ХНП-1,8 в нижней части приемной камеры скорость воздушного потока составляет 4.4 м/с, а в верхней части – 24.5 м/с [2]. При таких скоростях воздушного потока не исключены сбивание хлопка на землю и повреждение семян хлопка, что подтверждено многолетними испытаниями в УзГЦИИТТ. Повышение же скорости воздушного потока требует увеличения скорости вращения вентилятора, которое приводит к увеличению повреждаемости семян хлопка и его засоренности в результате всасывания пылесо-державшего воздуха из нижней открытой части приемной камеры. Применение эжекционно-нагнетательной системы пневмотранспорта потребует увеличения скорости вращения вентиляторов свыше 3000 об/мин, которое приводит к повышению потребляемой мощности до 16 кВт, а также увеличению засоренности собранного хлопка.

В исследованиях [3] произведены замеры скорости воздушного потока в трубопроводах хлопкоуборочной машины МХ-2,4. В хлопкоуборочной машине МХ-2,4 имеется 8 всасывающих трубопроводов. Замеры произведены при частоте вращения вала двигателя $n_{дв}=2200 \text{ мин}^{-1}$ и вентилятора $n_{вен}=1540 \text{ мин}^{-1}$. Результаты замеров показали, что на 8-ми трубопроводах скорости воздушного потока разные и колеблются в верхней точке приёмной камеры от 13.3 до 17.8 м/с, а в нижней части приёмной камеры – от 5.0 до 7.5 м/с. Эти скорости не исключают потери хлопка на землю и повреждаемости семян хлопчатника.

Авторами [4] приведены данные необходимой весовой концентрации смеси воздуха и хлопка-сырца в трубопроводах пневмотранспортной системы хлопкоперерабатывающей отрасли.

Весовая концентрация смеси – это безразмерная величина, которая определяется отношением веса хлопка-сырца (G_m), переносимого в единицу времени, ко всему расходу воздуха (G_b) за тот же промежуток времени:

$$\mu = \frac{G_m}{G_b}. \quad (1)$$

В хлопкоперерабатывающей отрасли для транспортировки хлопка-сырца применяют трубопроводы диаметром 400 – 500 мм. При этом весовая концентрация смеси при производительности пневмотранспортной установки 10–12 т/ч хлопка-сырца составляет от 0.6 до 0.8 ($\mu=0.6\text{--}0.8$). График зависимости скорости витания хлопка-сырца от его объемного веса и размеров комков, а также от диаметра трубопровода представлен на рисунке [4].

По опытам, проведенным ЦНИИХпромом, установлено, что скорость воздуха, транспортирующего хлопок в трубопроводах (V_g), должна быть больше скорости витания в 1.7 раза:

$$V_g = 1.7 \cdot V_s. \quad (2)$$

На основе графика (см. рисунок) для трубопровода $d = 0.175$ м при объемном весе хлопка-сырца $\gamma_M = 50$ кг/м³ скорость витания составляет $V_s = 8$ м/с [4].

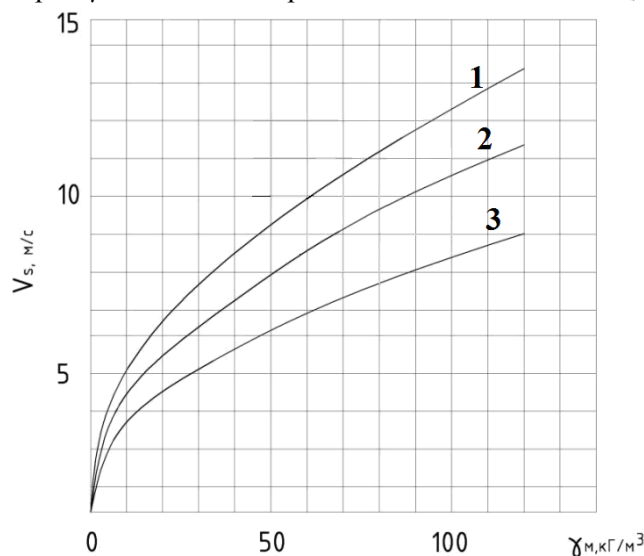


График зависимости витания хлопка-сырца от его объемного веса и размера комков при d , равном:
1 – 0.25 м; 2 – 0.175 м; 3 – 0.1 м.

При этом скорость всасывающего воздуха в трубопроводе равна

$$V_g = 1.7 \cdot 8 = 13.6 \text{ м/с.}$$

При $\mu = 0.6$ в трубопроводе, согласно выражению (1), возможна транспортировка хлопка-сырца $G_M = 0.235$ кг за секунду. Это означает, что при диаметре трубопровода $d = 0.175$ м и скорости воздушного потока $V_g = 13.6$ м/с можно транспортировать хлопок-сырец в $G_M = 0.235$ кг.

В хлопкоуборочных машинах применяется трубопровод диаметром $d = 0.18$ м, а скорость воздуха $V_g = 24.5$ м/с. Расчетным путем определяем, как изменяется весовая концентрация смеси (μ) в трубопроводах хлопкоуборочных машин в зависимости от урожайности поля и скорости машин.

Для расчета принимаем следующие исходные параметры:

- раскрытый урожай хлопка с одного гектара

$G_p = 2000\text{--}5000$ кг/га;

- полнота машинного сбора $\Pi = 0.88$;

- скорость машины $V_M = 4.2$ км/ч = 1.16 м/с;

- ширина междурядья $B = 0.9$ м;

- количество всасывающих трубопроводов при сборе с одного ряда $n = 2$;

- диаметр трубопровода $d = 0.18$ м;

- скорость воздушного потока в трубопроводах $V_g = 24.5$ м/с;

- удельный вес воздуха $\gamma_B = 1.2$ кг/м³.

Транспортирование хлопка-сырца за секунду в одном трубопроводе определяется по формуле

$$G_M = \frac{G_p \cdot B \cdot V_M \cdot \Pi}{n \cdot 10^4} \text{ кг/с.} \quad (3)$$

Расход воздуха за это время одним трубопроводом равняется

$$G_B = \frac{\pi d^2}{4} \cdot V_g \cdot \gamma_B \text{ кг/с.} \quad (4)$$

Согласно вышеприведенным исходным данным и выражениям (3), (4),

$$G_M = \frac{G_p \cdot 0.9 \cdot 1.16 \cdot 0.88}{2 \cdot 10^4} = G_p \cdot 0.45 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с,} \quad (5)$$

$$G_B = \frac{3.14 \cdot 0.18^2}{4} \cdot 24.5 \cdot 1.2 = 0.747 \text{ кг/с.} \quad (6)$$

Согласно выражению (5), составлена таблица.

Влияние раскрытой части урожайности хлопчатника и скорости машины на весовую концентрацию хлопковооздушной смеси μ

G_p , кг/га	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
G_M , кг/с	0.09	0.112	0.135	0.157	0.18	0.20	0.225
G_B , кг/с	0.747	0.747	0.747	0.747	0.747	0.747	0.749
μ	0.120	0.149	0.181	0.210	0.241	0.267	0.30

Анализ таблицы показывает, что весовая концентрация смеси в трубопроводах хлопкоуборочных машин сравнительно меньше, чем в пневмотранспортной системе хлопкоперерабатывающей отрасли: $\mu = 0.12\text{--}0.3$.

В связи с этим целесообразно разработать новую конструкцию приемной камеры уборочного аппарата, позволяющую транспортировать хлопок-сырец повышенной весовой концентрации (т.е. $\mu=0.3$) за счет уменьшения потребляемой мощности вентилятора.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Jingshan Tian, Xuyi Zhang, Wangfeng Zhang, Hengyi Dong, Zhan Zhao. Leaf adhesiveness affects damage to fiber strength during seed cotton cleaning of machine-harvested cotton // *Industrial Crops and Products*. Vol. 107. November. 2017. P. 211–216.
- [2] Касимов И., Усаров С. Исследования зоны передних съемников хлопкоуборочных аппаратов со всасывающей и эжекционно-нагнетательной системами пневмотранспорта // *Механизация хлопководства*. 1990. №6. С.11.
- [3] Отчет о НИР за 2018 г. По проекту МВ-Атех-2018-92 на тему «Разработка и уточнения параметров работы уборочного аппарата с ресурсосберегающими рабочими органами (шпиндель, барабан и др.) пневмосистемы четырехрядной машины» (промежуточный) / Рук. темы Ризаев А.А. Ташкент: ИМиСС АН РУз, 2018. –108 с.
- [4] Роганов Б.И., Джабаров Г.Д., Котов Д.А., Балтабаев С.Д., Соловьев Н.Д. Первичная обработка хлопка. М.: Легкая индустрия, 1965. С. 406 – 417.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
28.11.2019

А.А. Ризаев, А.Т. Йулдашев, Р.Р. Худайкулиев, Ж. Султанов. Пахта териш машинасида пахтани ҳаво қувирида ташиш тизимини таҳлил қилиш ва баҳолаш

Мақолада пахта териш машинасида пахтани сўрувчи ва итарувчи босим остида ҳаво қувирида ташишнинг ютуқ ва камчиликлари қараб чиқилган. Пахта териш машинасининг қурувлари орқали ва пахтани қайта ишлаш корхоналарида ташишда пахта ва ҳаво аралашмаларини қийматларининг ўзгариши ўрганилган. Таҳлилларга асосан пахтани ҳаво қувирида ташишда ҳаво оқимидан самарали фойдаланиш учун сифат кўрсаткичларини камайтирмасдан ҳаво оқимини камайтиришга имкон берувчи терим аппаратидаги пахтани қабул қилиш камерасининг янги конструкциясини ишлаб чиқишга тавсия берилган.

A.A. Rizaev, A.T. Yuldashev, R.R. Hudaykuliev, Dj. Sultanov. Analysis and evaluation of the cotton harvesting pneumatic system

The article discusses the advantages and disadvantages of the pneumatic conveying system of the cotton picking machine of the suction and ejection-discharge method. The weight concentration of the air mixture during transportation of raw cotton in the cotton processing industry and transportation of cotton-picking machines in pipelines is considered. Based on the analysis with the aim of economical use of the air flow, it is recommended to develop a new design of the receiving chamber of the cotton-picking apparatus, which allows reducing the air flow requirements.

УДК 629.114.2

А.А. АХМЕТОВ, Ш.А. АХМЕДОВ, Д.У. КАМБАРОВА

ВЛИЯНИЕ КОЛЕСНОЙ ФОРМУЛЫ ТРАКТОРА НА УВОД И ПРОГИБ ШИНЫ ПЕРЕДНЕГО КОЛЕСА

Введение. В хлопкосеющих хозяйствах для обеспечения вписываемости конструкции в междурядья с развитыми кустами хлопчатника на междурядных обработках, при борьбе с вредителями и болезнями, на дефолиации и десикации хлопчатника используются такие высококлиренсные трехколесные тракторы, как ТТЗ-811. В разгар сезона полевых работ по уходу за хлопчатником, особенно во время культивации междурядья, местами ощущается их острая нехватка. В то же время из-за недостаточности загрузки имеющиеся в хозяйствах четырехколесные тракторы довольно часто простаивают. При этом из-за недостаточной агротехнической проходимости под балкой переднего моста их невозможно использовать на междурядных обработках посевов хлопчатника.

В целях устранения этого недостатка на основе исследований, проведенных в ООО «Конструкторско-технологический центр сельскохозяйственного машиностроения» (ООО «КТЦСМ»), был разработан четырехколесный универсально-пропашной трактор с регулируемым клиренсом ТТЗ-1033 [1, 2], имеющий возможность изменения клиренса с низкоклинренсного на высококлинренсное положение и наоборот.

Цель исследования – сравнительная оценка преимуществ и недостатков четырехколесного универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом и серийного трехколесного универсально-пропашного трактора.

Материалы и методы. Проведенными лабораторно-полевыми исследованиями установлена возможность применения четырехколесного универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом на междурядных обработках посевов хлопчатника, где он показал хорошую агротехническую проходимость.

С агротехнической и экологической точек зрения, кроме агротехнической проходимости, наиболее важными показателями трактора считаются прямолинейность движения и техногенное воздействия его колес на почву. Прямолинейность движения трактора, главным образом, зависит от бокового увода его направляющих колес, а техногенное воздействие его колес на почву – от нагрузки на переднее колесо и площади контакта его шины с почвой. Причем величина бокового увода и площади контакта шины с почвой в определенной степени зависит от прогиба шины колеса. В свою очередь прогиб шины зависит от нагрузки на переднее колесо, давления воздуха в шине и типоразмеров самой шины. Это объясняется следующими соображениями.

При приложении к шине переднего колеса трактора (рис. 1) вертикальной нагрузки G_n и боковой силы P_ϕ почва реагирует на эти силы вертикальной R_n и горизонтальной F_c силами реакции. Под действием этих сил шина деформируется и прогибается.

В пределах реальных вертикальных нагрузок G_n , действующих со стороны трактора на направляющее колесо, можно принять линейную зависимость между нагрузкой G_n и прогибом шины $h_{ш}$, которая описывается формулой Хейдекеля [3]

$$h_{ш} = \frac{G_n}{2\pi\rho_w\sqrt{rr_{np}}}, \quad (1)$$

где ρ_w – избыточное давление воздуха в шине, МПа; r – статический радиус колеса, м; r_{np} – радиус протектора шины колеса, м. Причем участки шины, которые ближе к поверхности контакта с почвой, сильнее деформируются.

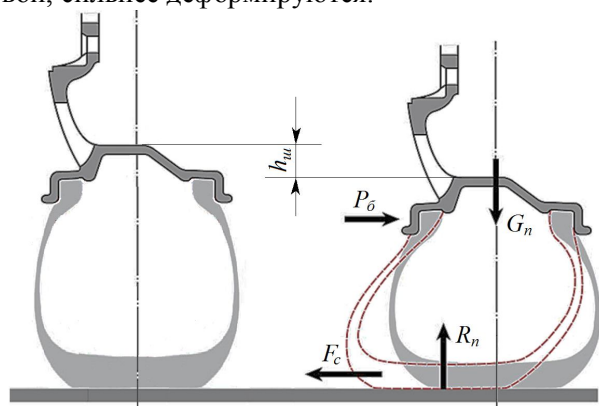


Рис. 1. Прогиб шины при качении колеса, находящегося под воздействием вертикальной нагрузки и бокового усилия

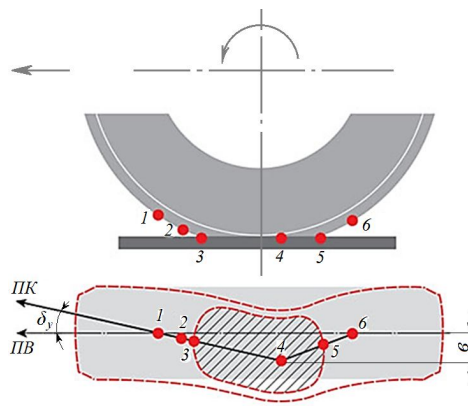


Рис.2. Схема определения увода колес

Возьмем некую точку 1 (рис. 2) на середине оси симметрии шины колеса. Эта точка чем ближе к поверхности контакта с почвой, займет положение 2 за счет деформации шины, смещаясь в противоположную направлению бокового усилия сторону. Войдя в контакт с поверхностью почвы, за счет прогиба и деформации шины она переместится в положение 3, и в последующем в положение 4. В положении 4 касательное напряжение шины достигает максимального значения по условиям сцепления. Перед выходом из контакта с поверхностью почвы исследуемая точка займет положение 5 и в точке 6 возвратится на серединную плоскость вращения колеса $ПВ$, т.е. к исходной позиции.

Итак, исследуемая точка за один оборот колеса смещается в боковую сторону на некую величину b , т.е. немного скатывается в сторону. При этом траектория движения исследуемой точки на участке 1–4 не совпадает с плоскостью вращения колеса, и она показывает направления реального движения колеса, а плоскость, проходящая по этой траектории, является плоскостью качения колеса $ПК$. Угол между плоскостью вращения $ПВ$ колеса и плоскостью его качения ($ПК$) показывает величину угла увода колеса δ_y .

Таким образом, под воздействием вертикальной нагрузки шина деформируется и прогибается, а наличие бокового усилия приводит к уводу колеса.

Результаты и обсуждение. В целях выявления преимуществ и недостатков четырехколесного универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом перед трехколесным трактором проводили эксперименты по изучению влияния их эксплуатационных параметров на боковой увод и на величину деформации шины переднего колеса. Для этого проведены многофакторные эксперименты [4] по плану Хартли-3. При этом в качестве факторов, влияющих на угол бокового увода (Y_1) и на величину прогиба шины (Y_2) колеса сравниваемых тракторов, были выбраны вертикальная нагрузка G_n на передние колеса (X_1), избыточное давление p_w воздуха в шине (X_2) и боковое усилие P_o (X_3), которые приняты как основные управляемые факторы (таблица).

Основные факторы и уровни их варьирования

Факторы и их размерности	Кодированное обозначение	Интервалы варьирования	Уровни факторов		
			верхний	основной	нижний
Вертикальная нагрузка на передние колеса, Н	X_1	1069	15186	14117	13048
Избыточное давление воздуха в шине, МПа	X_2	0.5	0.22	0.17	0.12
Боковое усилие, Н	X_3	2943	5886	2943	0

Эксперименты проводились по методикам, изложенным в работе [4]. Для уменьшения влияния внешних неконтролируемых факторов последовательность проведения экспериментов рандомизирована с помощью таблицы случайных величин.

Почвенный фон – серозем, в горизонтах 0–20 см влажность и твердость почвы составили соответственно 16.8% и 1.72 МПа.

Обработку результатов эксперимента, расчет коэффициентов регрессии, оценку их значимости, проверку воспроизводимости процесса и гипотезы адекватности полученных уравнений проводили по общеизвестной методике с использованием компьютерных обработок [4].

В результате регрессионного анализа коэффициентов, сопоставления критериев $t_{рас}$, полученного расчетным путем, с табличными значениями критерия Стьюдента были составлены уравнения регрессии, адекватно описывающие критерии оценки по углу бокового увода колеса (Y_1 , градус) и по величине прогиба шины колеса (Y_2 , мм) для сравниваемых тракторов:

- ТТЗ-811:

$$Y_1 = 0.566 - 0.240 X_1 + 0.665 X_3 + 0.180 X_1^2 + 0.254 X_1 X_2 + 0.090 X_1 X_3 + 0.045 X_2^2 + 0.330 X_2 X_3 + 0.119 X_3^2; \quad (2)$$

$$Y_2 = 33.947 - 8.700 X_1 + 5.900 X_2 + 5.533 X_3 + 4.032 X_1^2 + 1.750 X_2 X_3 + 1.232 X_3^2; \quad (3)$$

- ТТЗ-1033:

$$Y_1 = 0.459 - 0.068 X_1 + 0.040 X_2 + 0.473 X_3 - 0.038 X_1^2 - 0.033 X_1 X_2 - 0.102 X_1 X_3 + 0.017 X_3^2; \quad (4)$$

$$Y_2 = 23.583 - 5.000 X_1 + 3.667 X_2 + 3.200 X_3 + 9.722 X_1^2 + 4.000 X_1 X_2 - 1.478 X_2^2 - 1.900 X_2 X_3 - 2.678 X_3^2 \quad (5)$$

В результате анализа полученных данных установлено (рис. 3), что при одинаковом значении исследуемых факторов боковой увод у трактора с колесной формулой 3К2 (ТТЗ-811) больше на 22.2 – 49.4%, в среднем на 35.8% по сравнению с трактором с колесной формулой 4К2 (ТТЗ-1033). При этом прогиб шины у трактора с колесной формулой 3К2 при наличии бокового усилия больше в среднем на 43.94 % по сравнению с трактором с колесной формулой 4К2.

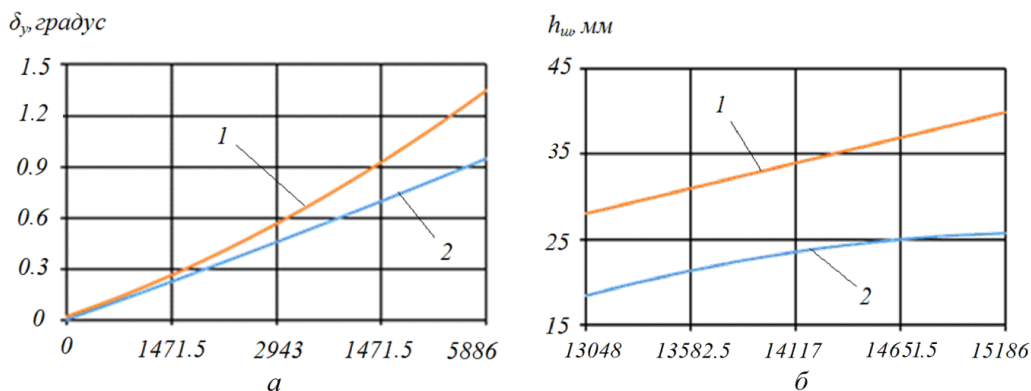


Рис. 3. Влияние вертикальной нагрузки на переднее колесо и бокового усилия на боковой увод колеса (а) и прогиб шины (б): 1 – ТТЗ-811; 2 – ТТЗ-1033

Как установлено, интенсивность возрастания бокового увода колеса с возрастанием бокового усилия у трактора с колесной формулой 3К2 больше, чем у трактора с колесной формулой 4К2.

Выводы. Таким образом, значительно большей прогиб шины и боковой увод у трактора с колесной формулой 3К2 по сравнению с трактором с колесной формулой 4К2 приводит к неустойчивости прямолинейного движения этого трактора, особенно при наличии бокового усилия.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. Хлопководческий универсально-пропашной трактор с регулируемым клиренсом. Ташкент: Фан, 2016. – 200 с.
- [2] Патент UZ IAP 05840. Колесный трактор с переменным клиренсом / Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. Расмий ахборотнома. 2019. №6.
- [3] Гуськов В.В. Тракторы. Минск: Высшая школа, 1977. – 384 с.
- [4] Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рощин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л.: Колос, 1980. – 168 с.

ООО «Конструкторско-технологический центр
сельскохозяйственного машиностроения»

Дата поступления
16.01.2020

А.А. Ахметов, Ш.А. Ахмедов, Д.У. Камбарова. Олдинги гилдирак шиначининг огиши ва эгилишининг трактор гилдираги формуласига таъсири.

Мақолада клиренси ростландиган тўрт гилдиракли универсал-чопиқ трактори ва уч гилдиракли трактор ишини қийсий баҳолаш натижалари келтирилган. Тадқиқот факторларининг салмоқчилиги ҳар хил бўлганида 4К2 гилдирак формулали тракторларга нисбатан 3К2 гилдирак формулали тракторда ёнга оғиш ўртача 22.2 – 49.4 % га кўп шу билан бирга бўйлама куч таъсир қилганда бу нисбат 3К2 гилдирак формулали тракторда 4К2 гилдирак формулали тракторларга қараганда 43.94 % га кўпроқни таъкил қилади.

A. A. Akhmetov, Sh.A. Akhmedov, D. U. Kambarov. In influence of wheel formulas on the tractor pull and deflection of the front tire.

The article presents the results of a comparative evaluation of the work of a four-wheel universal-tilled tractor with adjustable clearance and a serial three-wheel universal-tilled tractor. Studies have found that with the same value of the studied factors, the lateral withdrawal of a tractor with a 3k2 wheel formula (TTZ-811) is greater by 22.2 - 49.4%, on average 35.8% compared to a tractor with a 4K2 wheel formula (TTZ-1033). In this case, the deflection of the tire in a tractor with a 3k2 wheel formula in the presence of lateral force is greater by 43.94 % compared to a tractor with a 4K2 wheel formula.

УДК 629.3.023.21

А.А. ШЕРМУХАМЕДОВ, А.А. ТОГАЕВ, Н.Т. ЭРГАШЕВ

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ОСНОВАНИЯ КУЗОВА ПРИЦЕПА УНИВЕРСАЛЬНОГО ШАССИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Общеизвестно, что выращивание, сбор и хранение сельскохозяйственной продукции является одной из важнейших задач для всех стран, включая нашу республику. По мере роста спроса на продукцию важным фактором достижения этой цели является производство недорогой, эффективной и долговечной техники, используемой для ее выращивания, сбора урожая, транспортировки [1]. Поэтому несколько крупных компаний мира, такие как JOCKIN (Бельгия), ANNABURGER MultiLandPlus (Германия), Cargo (Германия), Zavod Kobzarenko (приложение Украинско-Немецкого общества), Weberlane (Канада) и др. работают над производством прицепов с универсальным шасси и сменными кузовами [2–4]. Подобные тракторные прицепы планируется производить на заводе сельскохозяйственного машиностроения в нашей стране.

Проектирование, разработка и тестирование новых типов оборудования требуют от производителей много времени и денег. Выбор параметров конструкции с использованием компьютерного программного обеспечения позволяет экономить время и затраты, повысить производительность разработки техники путем проведения раннего анализа их работы. В настоящее время имеются разнообразные компьютерные программы, позволяющие рассчитывать напряженно-деформированное состояние конструкции платформы кузова тракторного прицепа с универсальным шасси. Используя эти программы, многие ученые по всему миру смогли проанализировать напряженно-деформируемое состояние рамных конструкций. Вопросами применения компьютерных программ с использованием метода конечных элементов при анализе напряженно-

деформационного состояния прицепов и полуприцепов занимались ряд исследователей. В частности, Mohd Azizi Muhammad Nor и др. [5] провели сопоставительный анализ данных нагруженности нижнего шасси 35- тонного прицепа в программном комплексе CATIA V5R18 и данных аналитического расчета. Результаты показали хорошее согласование значений максимальных кручений и некоторую разницу по величине. Прочность рамы полуприцепов от нагрузок с помощью МКЭ была проанализирована Koszalka и др. [6]. Анализ проводился для двух типов рам, причем основное внимание уделяется расположению места наибольшей нагрузки на раму. М.М Shiva Kumar и др. [7] проведено исследование по анализу рамы шасси, в частности, действующих нагрузок на выбранную модель и усталостной прочности. На основе анализа была изменена конструкция рамы шасси и улучшены расчетные модели. Chintada Vinnod Babu [8] исследовал изменение напряженно-деформируемого состояния рам шасси, изготовленных из различных материалов. Деформация рамы шасси EICHER 11.10 была проанализирована с использованием пакета программного обеспечения ANSYS с применением трех различных материалов (St52, Ni-Cr Steel и CFRP). Применение материала CFRP по сравнению с материалом St52 даёт уменьшение перемещения до 63.24%, напряжения – до 12.61%. По сравнению с материалом Ni-Cr Steel перемещение уменьшилось до 64.70%, напряжение – до 12.40%.

В странах СНГ широко используется компьютерный комплекс T-FLEX CAD [9]. T-FLEX CAD – это автоматизированная система проектирования со всеми современными инструментами для разработки проектов любой сложности. Программа обладает мощными параметрическими возможностями трехмерного моделирования и сочетает в себе инструменты документирования и проектирования. Профессиональный САПР сочетает мощные параметрические возможности 2D и 3D моделирования с инструментами для создания и проектирования чертежей и проектной документации для единой системы проектной документации.

Использование программного обеспечения T-Flex имеет ряд преимуществ. Во-первых, операционная система программы на русском языке и удобна для пользователя. Во-вторых, его стандартная библиотека большая, а используемые элементы соответствуют стандартам ГОСТов, применяемых в нашей стране.

В данной статье проведен сравнительный анализ результатов напряженно-деформируемого состояния конструкции платформы кузова тракторного прицепа с использованием различных материалов (легированных и простых углеродистых сталей) под действием вертикальных сил.

Трехмерная модель платформы кузова прицепа в T-Flex показана на рис. 1.

Как и многие программы, для расчета напряженно-деформируемого состояния T-Flex используют метод конечных элементов. Это интегральный метод для численного решения уравнений в частных производных, возникающих при решении задач практической физики. Метод широко используется в решении задач механики деформируемого твердого тела, теплообмена, гидродинамики и электродинамики.

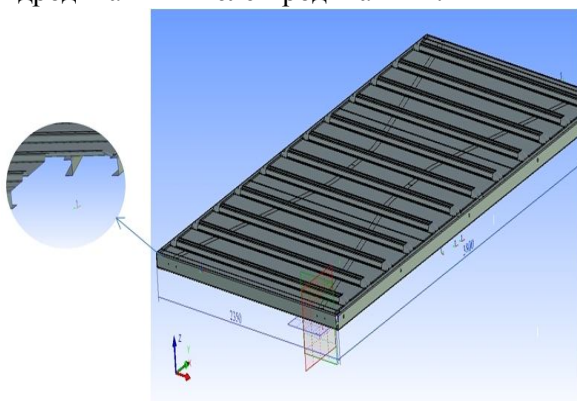


Рис.1. 3D - модель платформы кузова тракторного прицепа

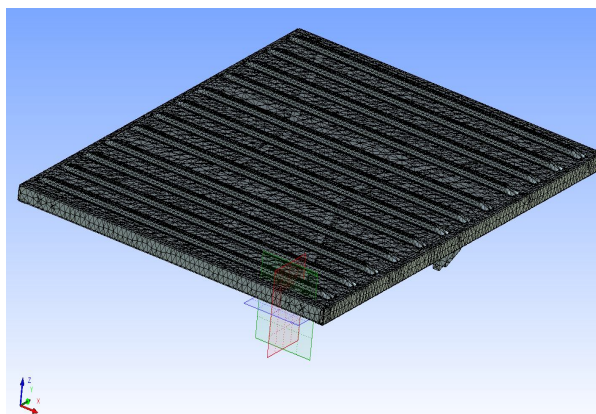


Рис.2. Платформа кузова прицепа с разбивкой на конечные элементы

Конструкция платформы кузова делится на конечные элементы в виде тетраэдров (рис.2).

Для выполнения вычислительной работы с использованием программного обеспечения T-Flex необходимо задать физические свойства материала, соответствующие начальным и граничным условиям.

1. Подбор материалов.

Платформа кузова тракторного прицепа с универсальным шасси должна быть прочной и качественной, поскольку она перемещается в сложных и тяжелых условиях. Поэтому в качестве материала для этой конструкции используются простые углеродистые и легированные стали, характеристики которых представлены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики углеродистой и легированной стали, выбранные для платформы кузова

Показатель	Сталь углеродистая простая	Сталь легированная
Модуль упругости	2.1E+011 Н/м ²	2.1E+011 Н/м ²
Коэффициент Пуассона	0.28	0.28
Модуль сдвига	0 Н/м ²	0 Н/м ²
Теплопроводность	43 Вт/(м·К)	50 Вт/(м·К)
Коэффициент теплового расширения	1.3E-005 1/К	1.3E-005 1/К
Плотность масс	7800 кг/м ³	7700 кг/м ³
Предел текучести	2.2059E+008 Н/м ²	6.20422E+008 Н/м ²
Предел прочности на растяжение	3.99826E+008 Н/м ²	7.23826E+008 Н/м ²
Предел прочности на сжатие	3.99826E+008 Н/м ²	7.23826E+008 Н/м ²
Теплоёмкость	440 Дж/(кг·К)	460 Дж/(кг·К)

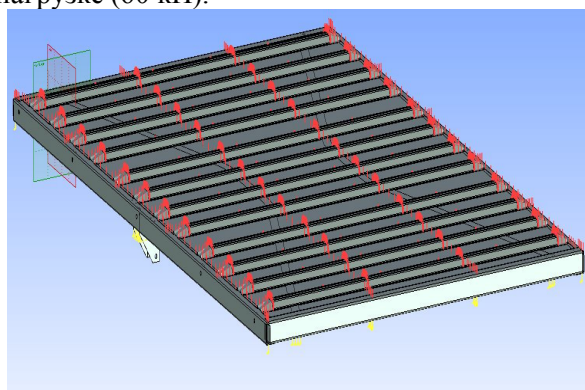
Граничные условия.

В тех случаях, когда корпус платформы соединен с рамой, он жестко закреплен на опорах поворотного круга. В восьми местах платформы действует нагрузка $F = 60000$ Н при температуре $T_0 = 298$ К (25° С) [10].

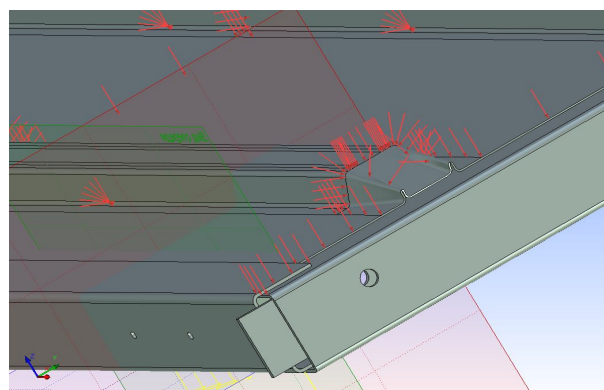
Действующие силы и их направления.

На рис. 3 показаны силы, действующие на спроектированную платформу кузова прицепа, при этом силы действуют на выделенную поверхность платформы в вертикальном направлении.

На рис. 4 показаны максимальные напряжения (*а, б*), перемещения (*в, г*) и эквивалентные деформации (*д, е*) углеродистых и легированных стальных платформ кузова при максимальной нагрузке (60 кН).



а



б

Рис. 3. Силы, действующие на платформу: *а* – общий вид; *б* – фрагмент платформы

Значения напряжения, перемещение и эквивалентной деформации на платформе кузова прицепа приведены в табл.2.

Таблица 2

Значения напряжения, перемещения и эквивалентной деформации на платформе кузова прицепа

Простая углеродистая сталь	Минимальное значение	Максимальное значение
Напряжение	7.5 МПа	77 МПа
Перемещение	0	4.2 мм
Эквивалентная деформация	0.69 мм	7.19 мм
Легированная сталь	Минимальное значение	Максимальное значение
Напряжение	31.3 МПа	204 МПа
Перемещение	0	4.6 мм
Эквивалентная деформация	3.03 мм	19.7 мм

Таким образом, анализ результатов расчетов показал, что при изготовлении платформы кузова тракторных прицепов с универсальным шасси из простых углеродистых и легированных сталей прочность платформы с легированной сталью по сравнению с углеродистой выше в 2.65 раза.

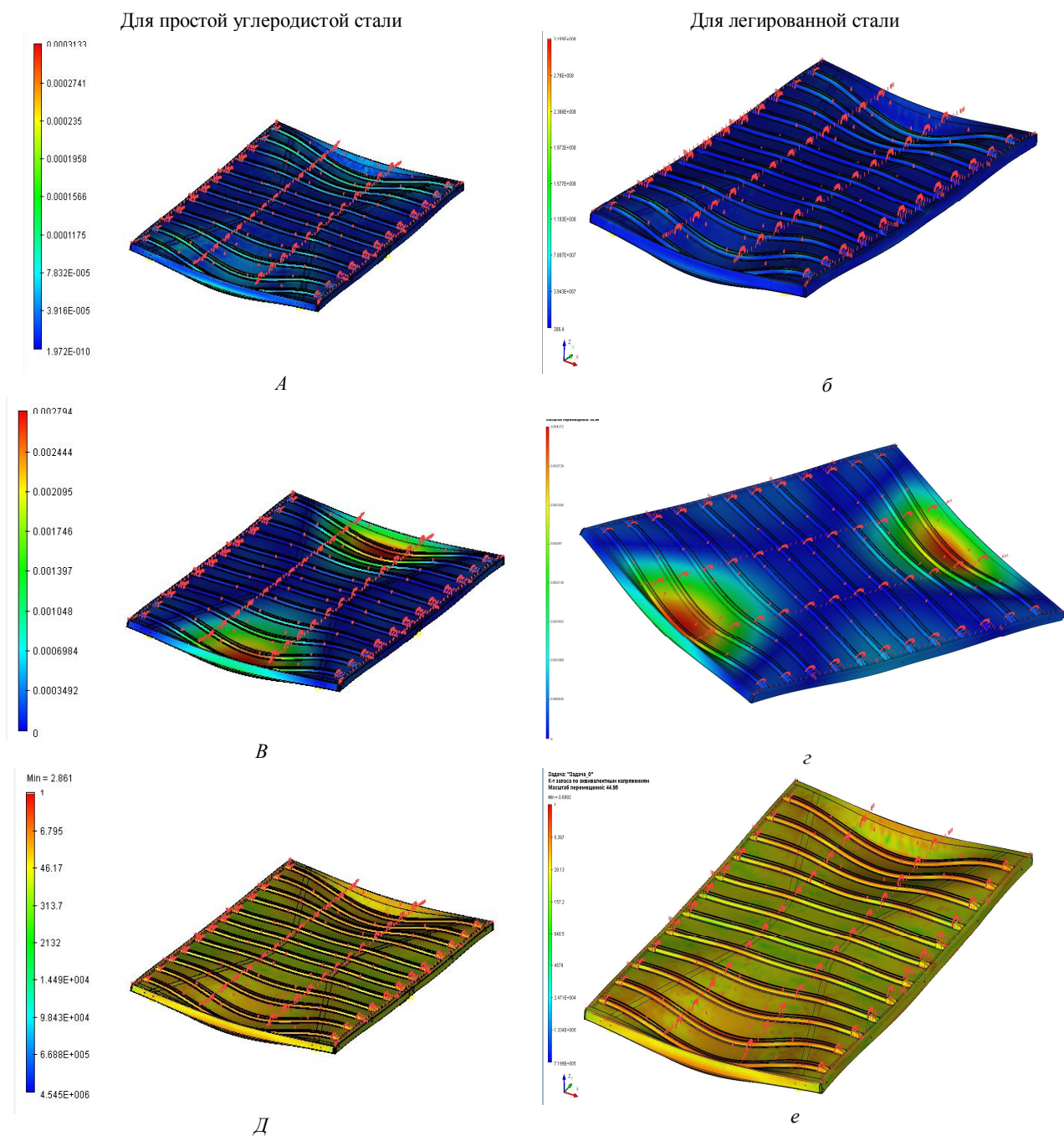


Рис. 4. Максимальные напряжения (*а, б*), перемещения (*в, г*) и эквивалентные деформации (*д, е*) для углеродистых и легированных стальных платформ кузова

Проверим условия прочности для выбранных материалов и геометрических параметров платформы кузова прицепа. Анализ полученных результатов показывает, что значение максимального напряжения составляет 77 и 204 МПа. Если учесть, что для платформы кузова с материалами сталь 15 и 20ХГСА пределы текучести имеют значения $\sigma_T=225$ МПа и $\sigma_T=635$ МПа, то допускаемые напряжения при расчете на изгиб статической нагрузкой будут иметь значения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{k \cdot k_d} = \frac{225}{1.5 \cdot 1} = 150 \text{ МПа} \text{ и } [\sigma] = \frac{\sigma_T}{k \cdot k_d} = \frac{635}{1.5 \cdot 1} = 423 \text{ МПа},$$

где k – коэффициент безопасности; k_d – динамический коэффициент.

Таким образом, для выбранных материалов и геометрических параметров платформы кузова прицепа условия прочности удовлетворяются.

Данная статья подготовлена на основе результатов, полученных в ходе реализации крупного проекта ГНТП МВ-Atex-2018-95 на тему: «Разработка высокопроизводительного и экономич-

ного универсального шасси тракторного прицепа с различными сменными кузовами для использования на многопрофильных объектах».

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Шермухамедов А.А., Тогаев А.А., Астанов Б.Ж. Выбор конструктивных параметров тракторных прицепов категории ОЗ // Вестник ТАДИ. 2012. №1–2. С. 60–65.
- [2] <https://weberlane.com/industrial/gravel-trailers/>
- [3] <http://ru.annaburger.de/WechselsystemMultiLandPlus.html>
- [4] https://kobzarenko.com.ua/about_en.html.
- [5] Mohd Azizi Muhammad Nor., Helmi Rashid., Wan Mohd Faizul Wan Mahyuddin., Mohd Azuan Mohd Azlan., Jamaluddin Mahmud. "Stress Analysis of a Low Loader Chassis" International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors, 2012.
- [6] Grzegorz Kolzalka, Debski G., Dziurka H., Kazor M. Design of a Frame to a Semi Low Loader Journal of KONES Powertrain and Transport. Vol. 18. 2011. No.2.
- [7] Shivakumar M.M. Nirmala L. Fatigue Life Estimation of Chassis Frame FESM Bracket for Commercial Vehicle // International Journal of Science and Research (IJSR). Vol 3. Issue 8. August, 2014.
- [8] Chintada. Vinnod, babu Chiranjeeva Rao. Seela, Vykunta Rao. Matta. Structural analysis of Eicher 11.10 chassis frame // International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT). Vol. 22. April 2015. No 7.
- [9] <http://www.tflexcad.ru>.
- [10] Шермухамедов А.А., Тогаев А.А., Рашидов А.М. Расчет прочности рамной конструкции универсального шасси тракторного прицепа в программном комплексе T-Flex и сопоставительный анализ результатов // Инновации на автомобильном транспорте: основные направления поиска взаимодействия науки и бизнеса. Сборник материалов международного научно-практического семинара. Ташкент: Минтранс РУз, 18–19 сентября, 2019. С. 3–12.

Ташкентский институт по проектированию
строительству и эксплуатации автомобильных дорог

Дата поступления
15.01.2020

А.А. Шермухамедов, А.А. Тогаев, Н.Т. Эргашев. Универсал шассили трактор тиркамаси кузови асосини турли материаллардан фойдаланган ҳолда кучланганлик-деформацияланиш ҳолатини сонли таҳлили
Мақолада T-Flex дастурий комплексида фойдаланган ҳолда универсал шассили трактор тиркамаси кузови асосини турли материаллар учун кучланганлик-деформацияланиш ҳолатини сонли таҳлили кўриб чиқилган.

A.A. Shermukhamedov, A.A. Togaev, N.T. Ergashev. Numerical analysis of the stress-strain state of the base of the trailer body of a universal chassis using various materials
This article discusses a numerical analysis of the stress-strain state of the base of the trailer body of a universal chassis using the T-Flex software package for various materials.

УДК 625.731.8

А.Д. КАЮМОВ, Д.А. КАЮМОВ

МЕХАНИЗМ НАРУШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ СВЯЗЕЙ МЕЖДУ СТРУКТУРНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ЗАСОЛЕННЫХ ГРУНТОВ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ ПОДВИЖНОЙ НАГРУЗКИ

При проектировании дорожных одежд используются физико-механические свойства, прежде всего, следующие характеристики засоленных грунтов [1]: плотность, влажность, пористость, модуль осадки и так называемые расчетные характеристики: модуль упругости грунта E , удельное сцепление C и угол внутреннего трения φ .

Анализ литературных и нормативных документов по строительству дорог показывает, что физико-механические свойства уплотненных засоленных грунтов также зависят от состояния подвижной нагрузки, т.е. от многократных и кратковременных транспортных нагрузок. Для определения влияния многократных и кратковременных нагрузок на физико-механические свойства, в том числе прочностных и деформационных характеристик уплотненных слабозасоленных супесчаных грунтов хлоридно-сульфатного засоления, проводили соответствующие лабораторные исследования.

Лабораторные исследования проводились с слабозасоленными супесчаными грунтами хлоридно-сульфатного засоления. Испытываемый грунт имел следующие характеристики: число пластичности $PI=5.35$, влажность при текучести $W_{тек}=29.1\%$; влажность при раскатывании $W_P=23.8\%$; максимальная плотность при стандартном уплотнении $\gamma_{max}=1780 \text{ кг/м}^3$ и оптимальную

влажность $W_{on}=17.5\%$. Для определения вышеотмеченных свойств грунтов образцы подготовлены следующим образом. Слабозасоленный грунт естественного сложения с ненарушенной структурой предварительно увлажняли до $0,6 - 1,0 W_{тек}$. Для равномерного распределения влаги увлажненный участок грунта покрывали полиэтиленовой пленкой. После разработки грунта они распадались на систему агрегатов ненарушенной структуры различного размера. Уплотнение грунтов до коэффициента уплотнения $K_y=0.94-1.02$ на кольце сдвигового прибора ГПП-30 (конструкция Маслова–Лурье), высотой $h=3.5$ см и диаметром $d=7.1$ см осуществляли на гидравлическом прессе кратковременно повторяющимся действием при удельном давлении 0.7 МПа. Общее время выдерживания образца под нагрузкой составляло 2 мин. Прежде чем определить свойства уплотненных агрегированных грунтов, на образец прикладывали кратковременные и циклические нагрузки.

Учитывая, что давление на дорожную одежду от колеса автомобиля $P=0.6$ МПа уменьшается, на грунт земляного полотна оно доходит до $P=0.1$ МПа, эту нагрузку передавали к образцу циклически [2]. Порядок приложения циклической нагрузки осуществляли следующим образом. На рычаг прибора ГПП-30, передающий вертикальное давление на грунт, установлено специальное устройство, позволяющее превращать постоянную статическую нагрузку на кратковременную циклическую. При проведении эксперимента время действия вертикальной нагрузки на образец составило $0.1-0.3$ с., а интервал между погружениями нагрузки – $0.3-0.5$ с. Число приложений кратковременной нагрузки фиксировали с помощью электросчетчика, установленного на приборе. Результаты экспериментов показаны в таблице.

Влияние кратковременной и циклической нагрузки на свойства засоленных супесей хлоридно-сульфатного засоления при $W=0.8W_{тек}$, $K_y=0.96$

Свойства грунтов	Количество приложенных кратковременных и циклических нагрузок при ΣN_p							
	0	1	10^1	10^2	10^3	10^4	10^5	10^6
Остаточная деформация l , мм	0	0.010	0.182	0.328	0.437	0.546	0.656	0.765
Плотность грунтов γ , кг/м ³	1709	1710	1718	1725	1730	1736	1741	1746
Пористость n , %	0.360	0.359	0.357	0.354	0.352	0.350	0.348	0.346
Коэффициент пористости ξ	0.562	0.561	0.555	0.548	0.543	0.538	0.534	0.529
Модуль осадки a , мм/м	0	0.40	5.20	9.37	12.48	15.60	18.74	21.86
Влажность грунтов, в долях от W_T	0.981	0.976	0.967	0.958	0.949	0.939	0.930	0.925

Проведенные лабораторные эксперименты (см.таблицу) показывают, что с увеличением количества воздействия циклических и кратковременных нагрузок на образец и влажности грунта увеличиваются остаточные деформации, плотность и модуль осадки, а пористость, коэффициент пористости, прочностные и деформационные характеристики грунта уменьшаются.

Результаты лабораторных экспериментов можно объяснить следующим образом.

Условия возникновения и накопления остаточных деформаций под воздействием кратковременной многократной прикладываемой нагрузки можно проследить с помощью модели, аналогичной предложенной В.Д.Казарновским [3, 4] и представленной на рисунке.

Рассмотрим совместную работу под нагрузкой различных связей, возникающих между двумя структурными элементами А и В. В модели между двумя структурными элементами действуют включенные параллельно жесткая и вязкая связи. В засоленном грунте роль жестких связей выполняют грунтовый скелет, состоящий из минеральных зерен, и кристалл солей, а также сильно модифицированные пленки связанной воды, адсорбированные на поверхности грунтовой частицы, роль вязких связей – поровая вода и пленки связанной воды. Свойства жестких связей не зависят от временных факторов, а свойства вязких связей зависят.

Жесткая связь характеризуется упругим характером деформирования: приложенная нагрузка вызывает практически мгновенную деформацию; с увеличением нагрузки деформация нарастает, чаще всего примерно линейно. Жесткая связь обладает хрупким характером разрушения. При этом прочность ее практически не зависит от характера и скорости приложения нагрузки. Свойства такой связи моделируются с помощью механического элемента, содержащего пружину (реологическое тело Гука) и включенный с ней последовательно элемент, работающий на трение и моделирующий хрупкое разрушение (элемент срабатывает при превышении растягивающим его усилием некоторого значения $R_{ж}$).

Вязкая связь характеризуется тем, что деформируются под нагрузкой не мгновенно, а по времени (упруговязкий характер деформирования). Вязкая связь моделируется с помощью реологического тела Максвелла, тела Гука и дополнительного элемента трения, срабатывающего при чрезмерном усилии. Поведение связи зависит от скорости и ее деформирования.

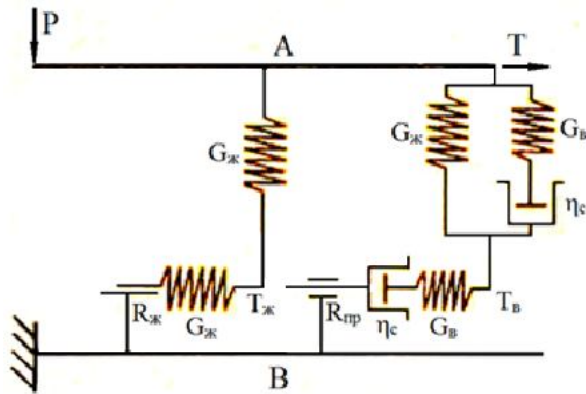


Схема анализа взаимодействия жестких и вязких связей, действующих между отдельными структурными элементами:

А и В – структурные элементы; Р – нормальное усилие; Т – сдвигающее усилие; G_v , G_j – жесткость пружин вязкой и жесткой связей; T_v , T_j – сдвигающие усилия распределяющие между жесткой и вязкой связями; R_j , $R_{пр}$ – прочности жесткой связи и предельная прочность; η_c – условная вязкость связи

трения, сопротивление которого и будет зависеть от напряженного состояния. При некотором напряженном состоянии такая связь не работает. По мере изменения напряженного состояния между структурными элементами может включиться большее или меньшее количество связей, в соответствии с чем суммарная их прочность будет меняться. При этом в работу могут вступить дополнительно жесткие и вязкие связи. Суммарное сопротивление последних не будет непосредственно связано с напряженным состоянием, однако, будет зависеть от числа этих связей, которое, в свою очередь, соответствует данному напряженному состоянию.

Количество связей, которые могут возникнуть при изменении напряженного состояния, ограничено, так как контакт структурных элементов всегда ограничен по площади. С ростом напряженного состояния (с ростом нормальной нагрузки) количество дополнительно вступающих в работу вязких связей не может превысить некоторого значения, при этом суммарное их сопротивление будет до некоторого напряженного состояния возрастать, а потом оставаться постоянным.

Количество дополнительных связей с ростом напряженного состояния также не может превысить некоторого значения. Однако суммарное их сопротивление возрастает и после того, как количество дополнительных связей будет постоянным, так как это сопротивление связано не с количеством таких связей, а со значением суммарного нормального усилия.

Роль вязких связей не ограничивается только вязким сопротивлением сдвигающей нагрузке Т. Наличие упруговязких связей в структуре должно отражаться на сжимающих усилиях в жестких связях, поскольку определенную часть внешнего усилия Р упруговязкие связи примут на себя. Для отражения этого обстоятельства к упруговязкому элементу, работающему на сдвиг, подключен упруговязкий элемент, работающий на сжатие от нагрузки Р. При этом, поскольку рассматривается процесс разрушения от сдвига, а от нагрузки Р разрушения произойти не может, этот дополнительный элемент выполнен в виде тела Кельвина бесконечной прочности. Благодаря его введению отражается влияние связи на напряжения в системе от сжимающей нагрузки Р.

При кратковременном приложении нагрузки нормальное усилие Р и сдвигающее усилие Т мгновенно распределяются между жесткой и вязкой связями пропорционально их жесткости:

$$T_v = \Delta G_v, \quad (1)$$

$$T_j = \Delta G_j, \quad (2)$$

где G_v и G_j – жесткость пружин вязкой и жесткой связей; Δ – величина, на которую произошло растяжение пружин.

Жесткость жесткой связи мало изменяется во времени, жесткость вязкой связи снижается благодаря движению поршня в цилиндре. При этом происходит перераспределение усилий в связях, усилие в жесткой связи будет нарастать соответственно с зависимостью

$$T_{ж} = T / [1 + (G_{в})_t / G_{ж}], \quad (3)$$

где $(G_{в})_t$ – жесткость вязкого элемента, падающая во времени до некоторого конечного значения, зависящего от длины цилиндра.

Сопротивление в элементе трения жесткой связи T_0 будет нарастать во времени, по мере роста в ней нормального усилия до его предельной величины P

$$T_0 = P\psi, \quad (4)$$

где ψ – коэффициент трения.

Достигнув своего предела, сопротивление жесткой связи в процессе деформирования не теряется, а сохраняется на том же уровне. Это учтено введением в модель бесконечного длинного (с точки зрения пределов деформирования) элемента трения.

Если действующая нагрузка не превысит сопротивления жесткой связи $T < T_0$, то деформация в модели наблюдаться не будет. Если к модели будет приложена такая нагрузка $T > T_0$, при которой в определенный момент времени усилие, возникающее в жесткой связи, превысит сопротивление в элементе трения жесткой связи, то произойдет его смещение. В результате сопротивление системы может снизиться и это вызовет необратимую деформацию в вязкой связи. Деформация будет продолжаться до тех пор, пока не возрастает сопротивление жесткой связи вследствие увеличения в ней нормального усилия. И тогда сопротивление системы снова окажется больше сдвигающего напряжения. Длительность этого процесса будет зависеть от напряжения, первоначально возникающего в вязкой связи, разности первоначального напряжения в жесткой связи и ее прочностью, а также от вязкости вязкой связи, т. е. в конечном итоге от приложенной нагрузки, прочности жесткой связи и соотношения начальных жесткостей вязкой и жесткой связи.

При однократном приложении нагрузки необратимая деформация вязкой связи будет незначительной. Многократное же приложение нагрузки вызовет накопление этой деформации сдвига. Этот процесс будет иметь монотонный характер по мере движения поршня в бесконечно длинном цилиндре.

Таким образом, предложенная модель наглядно показывает, что до некоторого напряженного состояния остаточные деформации в засоленном грунте не возникнут. Если же напряжения, возникающие в жесткой связи, превысят их сопротивление, то при каждом приложении нагрузки будет образовываться остаточная деформация сдвига (за счет необратимой деформации в вязкой связи), которая будет накапливаться с увеличением количества приложений кратковременной нагрузки.

Результаты лабораторных экспериментов показывают, что в условиях многократного нагружения грунтов значения прочностных характеристик ниже, чем при статическом воздействии нагрузок. При этом происходит уменьшение как сцепления, так и угла внутреннего трения. Это можно объяснить следующим образом. В соответствии с предложенной моделью общая сопротивляемость сдвигу складывается из сопротивляемости жестких и вязких связей. В процессе деформирования происходит снижение сопротивляемости системы за счет смещения в элементе трения жесткой связи. В результате должно снизиться сцепление. Так как сопротивляемость жестких связей, согласно модели, достигнув некоторого предела, не теряется совсем, а общая сопротивляемость системы сдвигу падает, то это свидетельствует и о снижении второй прочностной характеристики – угла внутреннего трения.

Можно отметить, что снижение значений прочностных характеристик тем больше, чем больше влажность грунта. Например, для суглинка при 10000 нагружениях происходит уменьшение по сравнению со статическим: при влажности $0.6W_{тек}$ – сцепления на 6 % и угла внутреннего трения на 4 %, а при влажности $0.8W_{тек}$ – сцепление на 25 % и угла внутреннего трения на 27 %.

Увеличение количества приложений кратковременной нагрузки так же вызывает снижение прочностных характеристик грунта. Так, для суглинка с влажностью $0.7W_{тек}$ уменьшается по сравнению со статическими значениями при $N=1000$ – сцепление на 10 %, угол внутреннего трения – на 12 %, а при $N=1000000$ – сцепление на 15 % и угол внутреннего трения – на 17 %.

Анализ результатов экспериментальных работ также показал, что сцепления и модуль упругости грунтов уменьшаются с уменьшением плотности и влажности грунтов, а угол внутреннего трения оказался практически постоянным при изменении плотности (при заданной влажности).

Вывод о независимости угла внутреннего трения от плотности, при статическом испытании глинистых грунтов был получен В.Д.Казарновским [3] и может быть объяснен следующим образом.

Предположим, что сдвиг происходит по некоторой плоскости. Контакт частиц, непосредственно примыкающих к плоскости сдвига с одной стороны, с частицами, непосредственно примыкающими к плоскости сдвига с противоположной стороны, может осуществляться как через точки непосредственного контакта частиц, так и через водные пленки. Общая площадь сдвига

$$F = F_{пл} + F_{гр} + F_{воз}, \quad (5)$$

где $F_{пл}$ – общая (суммарная) площадь контакта через пленки; $F_{гр}$ – общая (суммарная) площадь непосредственного контакта частиц; $F_{воз}$ – часть общей площади сдвига, приходящаяся на долю воздуха.

Нормальное давление P , приложенное к плоскости сдвига, может передаваться как через пленки, так и через точки непосредственного контакта. Предположим, что распределение напряжений между пленками и непосредственными контактами происходит пропорционально модулям упругости соответственно пленок и частиц грунта, т.е. предположим, что

$$P_{пл} = mP_{гр} = (E_{пл}/E_{гр})P_{гр}, \quad (6)$$

где: $P_{пл}$ – усилие, действующее на единицу площади пленочного контакта; $P_{гр}$ – усилие, действующее на единицу площади непосредственного контакта; $E_{пл}$ – модуль упругости пленок; $E_{гр}$ – модуль упругости твердой фазы.

Предположим, что для преодоления сил трения ко всей площади сдвига потребовалось приложить усилие T . Тогда коэффициент трения определится как

$$f = T/PF. \quad (7)$$

Поскольку нормальное давление передается через пленки и точки непосредственного контакта, можно записать

$$PF = P_{гр}F_{гр} + P_{пл}F_{пл}, \quad (8)$$

где P – нормальное давление на единицу площади сдвига.

Подставляя (7) в (8), получим

$$f = T/(P_{гр}F_{гр} + P_{пл}F_{пл}). \quad (9)$$

Далее необходимо учесть, что трение в пленках весьма мало и может быть принято равным нулю. В таком случае сдвигающее усилие преодолевает только сопротивление трению, возникающее в точках непосредственного контакта. Если обозначить коэффициент трения в точках непосредственного контакта, т.е. коэффициент трения сухой частицы по частице, через $f_{гр}$, то можно записать

$$T = f_{гр}P_{гр}F_{гр}. \quad (10)$$

Подставляя (10) в (9), получим

$$f = f_{гр}P_{гр}F_{гр}/(P_{гр}F_{гр} + P_{пл}F_{пл}) = f_{гр}/(1 + P_{пл}F_{пл}/P_{гр}F_{гр}). \quad (11)$$

или, учитывая (6):

$$f = f_{гр}/(1 + m(F_{пл}/F_{гр})), \quad (12)$$

где $m = E_{пл}/E_{гр} = P_{пл}/P_{гр}$.

Анализ формулы (12) показывает, что коэффициент трения для данного грунта зависит от отношения площадей непосредственного контакта и контакта через пленки, а также от отношения модулей упругости пленок и твердой фазы. При неизменной величине m увеличение $F_{пл}/F_{гр}$ (что соответствует повышению влажности грунта) понижает величину коэффициента трения f , если $F_{гр} \neq 0$ $f \neq 0$. Это положение соответствует переходу грунта в текучее состояние при повышении влажности границы текучести или отвечает грунтам, в которых контакт осуществляется только через пленки. Из формулы (12) также видно, что при $F_{пл} = 0$, то $f = f_{гр}$. Вместе с тем $f_{гр}$ для данного грунта величина постоянная. Отсюда следует: если влажность грунта понижается настолько, что контакты через пленки практически исчезают, коэффициент трения при дальнейшем понижении влажности должен оставаться постоянным. Далее из формулы (12) следует, что величина части общей площади сдвига, приходящейся на долю воздуха $F_{воз}$, не оказывает влияния на коэффициент трения.

Таким образом, формула (12) позволяет наглядно объяснить факт независимости угла внутреннего трения от плотности при заданной влажности. Экспериментально установленные закономерности деформирования грунта подтвердили правильность высказанных теоретических представлений о механизме деформирования. А именно: при многократном воздействии кратковременной нагрузки и при влажности больше, чем $0.8W$, в уплотненном засоленном грунте происходит накопление остаточной деформации в виде сдвига. Ниже этого показателя влажности грунт ведет себя как твердообразное тело и деформация происходит с изменением формы.

Как отмечалось, прочностные и деформационные свойства засоленных грунтов, подстилающих дорожную одежду, прежде всего, зависят от интенсивности и режима действия нагрузок, напряженного состояния, состояния грунтов по влажности и плотности, вида и степени засоления грунтов, структурных особенностей. Эти зависимости можно выразить в следующем виде:

$$E, C, \varphi = f(N_p, W_p, K_y, A), \quad (13)$$

где N_p – количество приложений нагрузки; W_p – расчетная влажность, в долях от текучести; K_y – коэффициент уплотнения, A – вид и степень засоления грунтов.

Многочисленные экспериментальные исследования, проведенные в лабораторных условиях с образцами, приготовленными при различной плотности и влажности, а также полевые исследования позволили определить значения модуля упругости, угла внутреннего трения и сцепления грунтов, в частности, слабозасоленных супесей хлоридно-сульфатного засоления по следующим выражениям:

$$E = E_0(\lg N_p + 187.4) - \Delta E_w(W_p - 0.55) + \Delta E_{K_y}(K_y - 0.1), \quad (14)$$

$$C = C_0(1.032 - 0.032 \lg N_p) - \Delta C_w(2.35 W_p - 1.29) + \Delta C_{K_y}(15.59 K_y - 14.51), \quad (15)$$

$$\varphi = \varphi_0(1 - 0.032 \lg N_p) - \Delta \varphi_w(1.72 W_p - 0.95), \quad (16)$$

где E_0, φ_0, C_0 – коэффициенты, учитывающие приращение модуля упругости, угла внутреннего трения и сцепления в зависимости от числа приложения нагрузки N_p , $E_0 = 0.372$ МПа, $\varphi_0 = 31^\circ$, $C_0 = 0.031$ МПа; $\Delta E_w, \Delta \varphi_w, \Delta C_w$ – коэффициенты, учитывающие приращения модуля упругости, угла внутреннего трения и сцепления в зависимости от W_p , $\Delta E_w = 130$ МПа, $\Delta \varphi_w = 31^\circ$, $\Delta C_w = 0.031$ МПа; $\Delta E_{K_y}, \Delta C_{K_y}$ – коэффициенты, учитывающие приращения модуля упругости, угла внутреннего трения и сцепления в зависимости от K_y , $\Delta E_{K_y} = 295$ МПа, $\Delta C_{K_y} = 0.031$ МПа.

Таким образом, при проектировании конструкции дорожных одежд целесообразно пользоваться прочностными и деформационными характеристиками засоленных грунтов с учётом воздействия на них кратковременных и многократных нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] МКН 46-2008. Инструкция по проектированию дорожных одежд нежесткого типа. “Узавтоул” ГАК. Ташкент, 2008. – 246 с.
- [2] Каюмов А.Д., Махмудова Д.А. Влияние циклических кратковременных нагрузок на физико-механические свойства лёссовых грунтов // Наука и техника в дорожной отрасли. М., 2019. №4. С. 40-42.
- [3] Казарновский В.Д. Оценка сдвигоустойчивости связных грунтов в дорожном строительстве. М.: Транспорт, 1985. – 168 с.
- [4] Пилепенко А.С. Сдвигоустойчивость глинистых грунтов в основании дорожных одежд под действием кратковременных многократных нагрузок: Автореф. дис. канд. техн. наук. М., 1990. – 20 с.

Ташкентский институт проектирования,
строительства и эксплуатации автомобильных дорог

Дата поступления
05.03.2020

А.Д. Каюмов, Д.А. Каюмов. Харакатланувчи юк таъсирида шўрланган тупроқларнинг таркибий элементлари орасидаги боғланиш кучини бузилиш механизми

Харакатланадиган юк таъсирида шўрланган тупроқларнинг таркибий элементлари орасидаги боғланиш кучини синдириш механизмининг назарий тушунчалари берилган. Циклик юк ва намлик миқдори кўпайиши билан шўрланган тупроқларнинг мустаҳкамлиги ва деформация хусусиятлари пасайиши кўрсатилган.

A.D. Kayumov, D.A. Kayumov. The mechanism of infringement of durability of communications between structural elements salted ground under the influence of mobile loading

Are resulted theoretical representation of the mechanism of infringement of durability of communications between structural elements salted ground under the influence of mobile loading. It is shown that with increase in number of appendices of cyclic loadings and humidity decreases durability and deformation characteristics poor ly salted grounds.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУНТОВОЙ ПЛОТИНЫ ЧАРВАКСКОЙ ГЭС С УЧЕТОМ ДАННЫХ НАТУРНЫХ НАБЛЮДЕНИЙ

Обеспечение безопасной и надежной эксплуатации высокой грунтовой плотины зависит от своевременного и достоверного анализа данных натурных наблюдений.

В работах исследователей [1, 2] на основе сбора и анализа натурных данных (осадки, горизонтальные смещения, напряжения, поровое давление) по высокой каменно-земляной плотине Нурекской ГЭС проведена оценка состояния, а также качества возведения плотины по сравнению с другими плотинами, построенными в бывшем СССР и за рубежом. Результаты натурных наблюдений по земляной плотине Гоцатлинской ГЭС [3] в процессе наполнения водохранилища позволили выявить особенности фильтрационного режима плотины и напряженно-деформированного состояния асфальтобетонной диафрагмы.

Чарвакская плотина высотой 168 м, длиной по гребню 762 м образует водохранилище общей емкостью 2 км³. Она состоит из вертикального симметричного ядра, возведенного из однородного лёссовидного суглинки, двухслойных переходных зон из песчано-гравийного материала и боковых призм из каменной наброски. Основание плотины сложено известняками, неравномерно трещиноватыми с поверхности и имеющими карстообразования. По сейсмичности район строительства отнесен к 8-балльной зоне. Наполнение водохранилища первой очереди началось в сентябре 1970 г., когда плотина, возведенная по неполному профилю, достигла половины проектной высоты. В 1975 г. максимальный напор на плотину составил 105 м или 2/3 полного напора [4].

На плотине в период строительства и дальнейшей эксплуатации проводятся систематические натурные наблюдения за деформациями тела плотины; поровым давлением в ядре; напряжениями в ядре и низовой упорной призме; фильтрационным режимом в основании и ядре плотины а также в обход сооружений; температурой в ядре и на его контакте с основанием; деформациями скального основания плотины, цементационной потерной (осадки секций, раскрытие швов и трещин, напряжения в арматуре и бетоне); состоянием грунта ядра в период эксплуатации плотины; образованием трещин в ядре плотины и сейсмическими воздействиями на плотину.

Основной объем аппаратуры и специальных устройств установлен в 15 измерительных створах, расположенных через 50 м перпендикулярно продольной оси плотины и шести основных ярусах по высоте. Исключение составляют приборы для наблюдений за фильтрацией в основании плотины, расположение которых приурочено к характерным геологическим и топографическим условиям основания и к опасным зонам, выявленным при вскрытии основания и производстве цементационных работ, а также ленточные и вертикальные дренажи, которые закладываются в зонах возможного трещинообразования в ядре плотины.

С учетом длительного периода эксплуатации (около 40 лет) был разработан проект реконструкции сети контрольной измерительной аппаратуры (КИА) с созданием системы автоматизированного сбора информации. Система автоматизированной системы диагностического контроля (АСДК) включает систему опроса КИА, мониторинга и предусматривает реконструкцию пьезометрической сети с дооснащением плотины пьезометрами, а также автоматизацию измерений всех работающих приборов и переустановку новой геодезической КИА.

Огромный практический опыт, накопленный во время строительства и эксплуатации Чарвакского гидроузла, необходимо использовать при возведении новых, а также параллельно эксплуатирующихся в настоящее время гидросооружений.

Наблюдения за деформациями плотины ведутся на дневной поверхности по планово-высотным контрольным знакам и маркам, расположенным на бермах и гребне плотины и внутри нее. Большое значение придается наблюдениям за деформациями внутренних зон элементов плотины-ядра, упорных призм и переходных зон. В настоящее время используются 20 горизонтальных датчиков линейных перемещений дистанционного типа и 11 вертикальных телескопических деформометров, телескопически соединенных между собой.

Датчики линейных перемещений (рис. 1) применяются для измерения поперечных и продольных относительных деформаций в местах возможного образования трещин – в верхней части суглинистого ядра и в зонах сопряжения упорных призм с фильтрами. Датчики установлены с базами длиной 4, 6 и 8 м. Телескопические деформометры, опорные плиты марки которых установлены в основании ядра и низовой призмы, а штоки от плит через специальный сальник выходят внутрь цементационной потерны и центральной подходной штольни, позволяют сравнительно просто измерить осадку 10-метрового приконтактного слоя.

Большинство натурных наблюдений за грунтовыми плотинами касается замеров осадок и смещений [1]. Напряжение, поровое давление наблюдаются только на крупных плотинах [5].

Осадка плотины. Осадки в ядре и боковых призмах плотины продолжаются (рис.1).

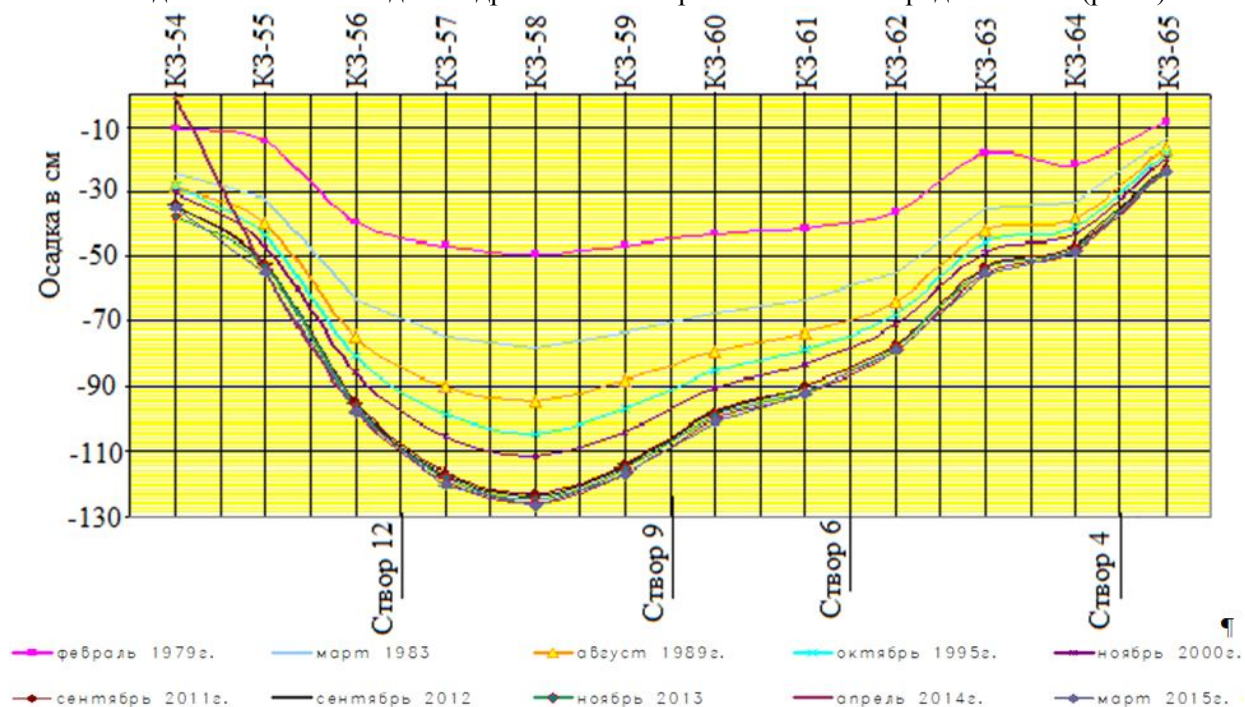


Рис 1. Осадка гребня плотины в эксплуатационный период.

В период строительства величина осадок была намного ниже запроектированной. Максимальная осадка средней по высоте части ядра по проекту в створе каньона составила 3.2 м; а строительная (суммарное сжатие всех слоев) по проекту – 8.4 м. Осадка скального основания под плотиной по глубинным маркам, установленным в потерне, составила 60 – 90 мм.

В период эксплуатации сооружения наибольшая осадка (вертикальные смещения точек плотины) ядра и призм достигает 0.05 – 0.07 Н, где Н – высота плотины в рассматриваемом сечении. Анализ результатов показал, что в середине ядра и в обеих призмах осадка существенно больше, чем в зонах примыкания ядра к фильтрам. При этом со стороны верховой грани ядра осадка больше, чем со стороны низовой, что особенно заметно в русловом сечении. Из результатов данных натурных наблюдений видно, что осадка продолжается практически во всех ее элементах.

Наблюдения за напряжениями производятся в створе 6, расположенном в середине горизонтальной левобережной поймы, где выполняются условия плоской задачи. В нижней и верхней частях напряженное состояние существенно различно, что свидетельствует о резкой неравномерности процесса консолидации по высоте ядра. Одной из главных причин такого положения было различие во влажности: нижняя часть ядра уложена с повышенной влажностью, верхняя – с влажностью, близкой к оптимальной. В последний год строительства процесс консолидации значительно интенсифицировался, однако, поровое давление в нижней части ядра остается высоким и составляет до 60% давления вышележащего грунта [6].

Большое количество датчиков порового давления, размещенных в различных створах, позволяет достаточно полно судить о консолидационных и фильтрационных процессах, происходящих в ядре. Так как почти одновременно с возведением плотины производилось и заполнение водохранилища, в ядре одновременно происходили два процесса: консолидация и фильтрация. Показания

датчиков, размещенных у верховой грани ядра, хорошо согласуются с колебаниями уровня воды в водохранилище.

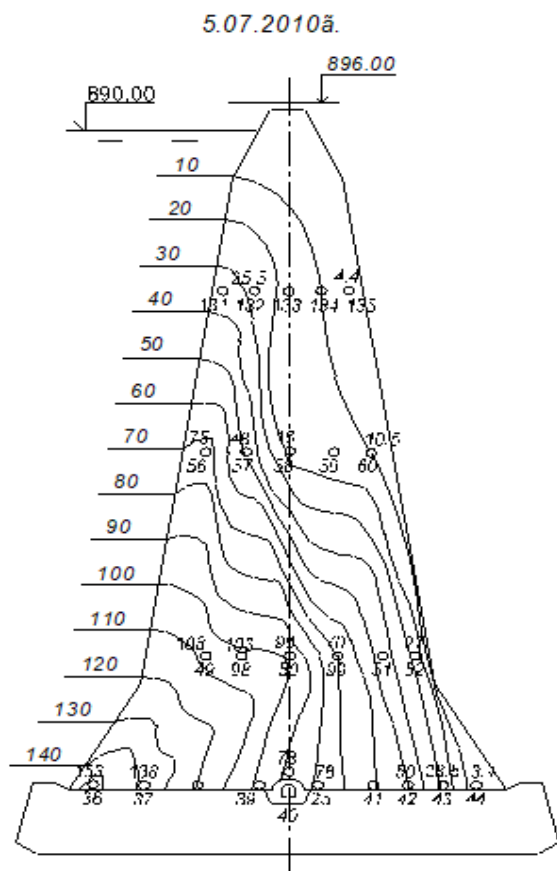


Рис.2. Изолинии равных давлений в ядре и на контакте ядра с основанием при максимальном наполнении водохранилища

На конец строительного периода (декабрь 1975г.) давления в ядре зафиксировались всеми пьезодинамометрами, кроме расположенных на отметке 853.0 м. Измеренные давления, превышающие давление верхнего бьефа на данном уровне, свидетельствовали об образовании порового давления. Максимальное значение порового давления возникло в створе с наибольшей высотой (створ 9) и составило 167 м вод.ст. От центрального створа к створу 12 поровое давление снижается, что указывает на дренирующее влияние правого борта (рис.2). В нижней части ядра отмечено образование «ядра» максимальных значений порового давления. Эта зона располагается от отм. 770.0 – 780.0 м, что соответствует 0.08Н; 0.2Н для створов 6,11,9 (рис.3).

Первое наполнение водохранилища до нормального подпорного уровня вызвало увеличение показаний пьезодинамометров, расположенных в зоне «ядра» порового давления, примерно на 30 м вод.ст. Показания датчиков, расположенных на более высоких отметках, также возросли, причем давление у верховой грани ядра практически увеличилось одновременно с заполнением водохранилища. С течением времени этот процесс распространился и на остальную часть ядра.

Это типично для грунтов ядер плотин, в которых к моменту заполнения водохранилища поровое давление консолидации меньше величины фильтрационного давления.

хранилища поровое давление консолидации меньше величины фильтрационного давления.

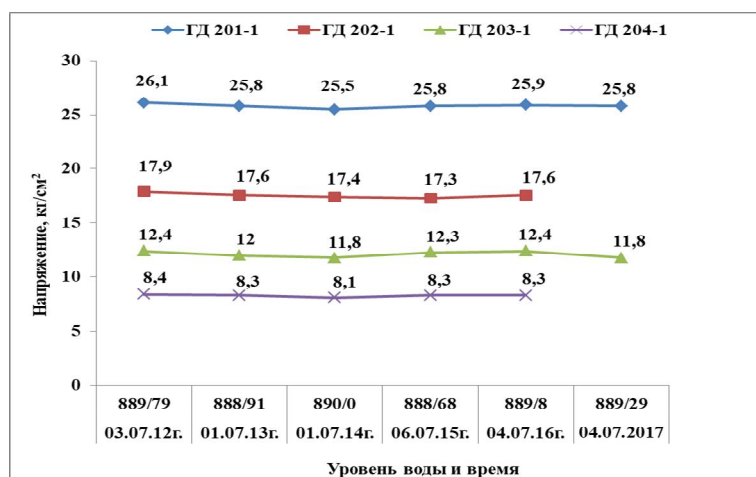


Рис 3. Напряжения в ядре плотины в 6-м створе на отм. 780.0 м

Дальнейшие сработки и наполнения водохранилища вызвали меньшие увеличения порового давления в зоне максимальных значений и показания датчиков, установленных по оси ядра продолжают снижаться. «Ядро» порового давления осталось на отметке 770.0 м, но максимум порового давления уменьшился. Процесс консолидации еще не завершен.

В то же время, сравнительный анализ диагностических параметров порового давления свидетельствует о том, что показания пьезодинамометров, расположенных в разных точках ядра по его высоте и ширине, по-разному реагируют на изменения уровня верхнего бьефа. Вблизи напорных граней ядра и вблизи цементационной потерны, являющейся мощным дренажем, при уменьшении либо увеличении уровня верхнего бьефа последующая временная реакция порового давления происходит гораздо быстрее, чем в глубине ядра, где отток практически отсутствует.

Эффективные напряжения у верховой грани ядра практически постоянны и их величины зависят только от уровня верхнего бьефа. В центральной зоне ядра рассеивание порового давления привело к росту напряжений. В низовой зоне эффективные напряжения выросли в два раза. У низовой грани ядра эффективные напряжения увеличились незначительно.

Выводы. Основой безопасности гидротехнических сооружений служит принцип ответственности эксплуатирующей организации гидротехнических сооружений за обеспечение безопасности объекта и поддержание его в безопасном состоянии. На орган государственного регулирования возлагается ответственность за обеспечение безопасности путем принятия норм безопасности гидротехнических сооружений [7], которыми должна руководствоваться эксплуатирующая организация, и мониторинг действий эксплуатирующей организации гидротехнических сооружений в этом направлении. Это означает, что обязательные положения нормативно-правовой базы обеспечения безопасности плотин нацелены на решение данных основных задач. Разработка и применение этого механизма опирается на внедрение систем мониторинга с оперативной обработкой данных, получаемых непосредственно от контрольно-измерительной аппаратуры, установленной на плотинах и других гидросооружениях. Мониторинг безопасности гидротехнических сооружений предполагает эффективную технологию оперативного контроля, базирующую не только на системе критериев оценки безопасности, но и на оперативности и полноте доступа ко всей накопленной информации о сооружениях. Поэтому организация мониторинга за их безопасным состоянием приобретает особую актуальность и требует соответствующего финансирования со стороны государства.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Рассказов Л.Н., Ядгоров Е.Х. Осадки и смещения Нурекской плотины по данным натурных наблюдений // Гидротехническое строительство. 2017. № 2. С. 18–24.
- [2] Рассказов Л.Н., Ядгоров Е.Х., Николаев В.Б. Натурные наблюдения за осадками грунта, смещениями и поровым давлением в плотинах // Гидротехническое строительство. 2017. № 9. С. 29–391.
- [3] Денисов Г.В., Давыдкин О.Ю., Воробьев К.М. Состояние плотины Гоцатлинской ГЭС в процессе наполнения водохранилища по данным натурных наблюдений и численного моделирования // Гидротехническое строительство. 2017. № 3. С. 54–61.
- [4] Леднев Н.М., Жигарев П.А. и др. Натурные наблюдения за состоянием плотины Чарвакской-ГЭС. // Труды Гидропроекта. Ташкент, 1978.
- [5] Балыков Б.И., Горелик Л.В., Павлич М.П., Леднев М., Каминский И.И. Некоторые вопросы исследования консолидации ядра Чарвакской плотины // Изв. ВНИИ гидротехники. 1973. Т. 102. С. 177–181.
- [6] Салямова К.Д., Мифтахова И.Р., Турдикулов Х.Х. Расчет высокой грунтовой плотины с учетом напряженного состояния и порового давления (с учетом данных натурных наблюдений) // Вестник БГТУ им.В.Г. Шухова. 2019. №7. С.24–31.
- [7] Камалов Т.К. Безопасность гидротехнических сооружений в Республике Узбекистан. «Госводхознадзор» // [untitled icwc-aral.uz/workshop_march08/pdf/kamalov_ru.pdf](https://icwc-aral.uz/workshop_march08/pdf/kamalov_ru.pdf).

АО «Гидропроект»

Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления

14.02.2020

А.Г. Естифеева, И.Р. Мифтахова, К.Д. Салямова, Х.Х. Турдикулов. Натурний кузатиш маълумотларини ҳисобга олган ҳолда Чорвоқ ГЭС грунтли тўғонининг хавфсиз эксплуатациясини таъминлаш

Мақолада Чорвоқ ГЭС грунтли тўғонида мавжуд бўлган текшириши-ўлчаши асбоблари ва ускуналари орқали олинган маълумотлар натижалари таҳлил қилинган. Олинган ушбу маълумотларнинг таҳлили, сув сақлаш иншоотидан хавфсиз фойдаланиш имконини беради. Натурний ва визуал кузатишлардан олинган маълумотларни таҳлили ва қайта ишлатилишини келгусида автоматлаштириш бўйича таклифлар-рекомандациялар берилган.

A.G. Estifeeva, I.R. Miftakhova, K.D. Salyamova, H.H. Turdikulov. Ensuring safe operation of the soil dam of the Charvak hpp with account of data of natural observations

The article analyzes the results of data obtained from instrumentation and devices, which are available on the earth dam of the Charvak hydroelectric station. The analysis of these data obtained from these devices allows us to verify the safe operation of the hydraulic structure. Suggestions are given for further automation of the processing and analysis of field and visual observations.

А.И.АДИЛХОДЖАЕВ, Т.Ж. АМИРОВ, У.Г. ЮСУПАЛИЕВ, М.Б.ТЎХТАЕВ

ЦЕМЕНТ БИЛАН МУСТАҲКАМЛАНГАН ЧАҚИҚТОШ-ШАҒАЛ-ҚУМ ҚОРИШМАСИНИНГ СИҚИЛИШДАГИ МУСТАҲКАМЛИГИ ОРҚАЛИ ЭГИЛИШДАГИ ЧЎЗИЛИШГА МУСТАҲКАМЛИГИНИ ПРОГНОЗЛАШ

Мамлакатимизнинг йўл транспорт инфратузилмасини жадал ривожлантириш, илғор технологиялар ва энг яхши хорижий тажрибаларни жорий этиш асосида лойиҳа ва йўл қуриш ишлари сифатини янада ошириш мақсадида 2018 йил 27 ноябрда Президентнинг ПҚ-4035- сонли “Автомобиль йўлларини қуриш ва улардан фойдаланиш соҳасида ишларни ташкил этишнинг илғор хорижий услубларини жорий этиш чора-тадбирлари тўғрисидаги” қарори қабул қилинди. Ушбу қарор билан автомобиль йўлларини қуриш ва улардан фойдаланиш соҳасидаги устувор вазифалар белгиланди. Унга кўра, ҳукумат автомобиль йўллари соҳасида замонавий қурилиш материалларини ишлаб чиқариш бўйича қўшма корхоналар ташкил этиб, ривожланган давлатлар билан ҳамкорлик ўрнатилиши кўзда тутилган.

Маълумки, дунёнинг ривожланган давлатларида автомобиль йўлларини қуришда асосни ноорганик материаллар билан мустаҳкамлаш жуда кенг тарқалган. Турли давлатларда номлари турлича номлансада (Бразилияда “cement-treated aggregate”, Буюк Британияда “cement-bound material”, “cement-treated gravel”, Францияда “*graves traitées aux liants hydrauliques*” ва АҚШда “Cement Treatment Base”, “Soil Cement”) лекин қурилиш технологияси ва вазифаси деярли фарк қилмайди.

Бугунги кунда Ўзбекистонда ҳам қурилатган ва реконструкция қилинаётган умумфойдаланувдаги автомобиль йўлларининг аксариятида асоснинг юқори қатлами учун цемент билан мустаҳкамланган чақиқтош-шағал-қум қоришмасини қўллаш назарда тутилмоқда.

Қурилиш ишларининг сифат назорати жараёнида ушбу материалнинг номинал таркибини танлаш, мустаҳкамлик кўрсаткичларини текшириш ва зичланганлигини аниқлашда бир қанча мураккабликлар ва қийинчиликлар келиб чиқмоқда. Маълумки, ноорганик боғловчи материаллар билан ишлов берилган чақиқтош-шағал-қум қоришмалари учун ГОСТ 23558 асосий норматив ҳужжат ҳисобланиб, унда мустаҳкамланган материалнинг сиқилишга ва эгилишдаги чўзилишга мустаҳкамлиги, музлашга чидамлиги ва донадорлик таркибига қўйиладиган талаблар кўрсатилган. Масалан, ноорганик боғловчи материаллар билан ишлов берилган чақиқтош-шағал-қум қоришмаларининг мустаҳкамлик бўйича маркаси билан сиқилишга ва эгилишдаги чўзилишга мустаҳкамлигига қўйилган талаблар орасидаги мослик 1-жадвалга мос келиши белгиланган.

1-жадвал

**Қоришмаларининг мустаҳкамлик бўйича маркаси билан сиқилишга ва эгилишдаги чўзилишга
мустаҳкамлигига қўйилган талаблар**

Мустаҳкамлик бўйича маркаси	Мустаҳкамлик чегараси, кг/см ² , камида	
	Сиқилишдаги, $R_{\text{сиқ}}$	Эгилишдаги чўзилишдаги, $R_{\text{эгл}}$
M10	10	2
M20	20	4
M40	40	8
M60	60	12
M75	75	15
M100	100	20

1-жадвалга асосан ноорганик боғловчи материал билан мустаҳкамланган материал (M100 маркаси) нинг сиқилишдаги мустаҳкамлик чегарасининг лойиҳавий қиймати $R_{\text{сиқ}}=100$ кг/см² бўлса, эгилишдаги чўзилишга мустаҳкамлиги $R_{\text{эгл}}=20$ кг/см² бўлиши керак. Лекин, амалиётдаги ўтказилган кўп сонли синовлар бу мосликнинг тўғри эмаслигини кўрсатиб, мунозарали вазиятларни юзага келтирмоқда. Шунинг учун ҳам Ўзбекистон шароитида цемент билан мустаҳкамланган чақиқтош-шағал-қум қоришмасининг сиқилишдаги мустаҳкамлиги натижаси орқали эгилишдаги чўзилишга мустаҳкамлигини прогнозлаш моделини аниқлаш масаласи долзарб аҳамиятга эга. Шу мақсадда Чодак карьерининг шағал-қум аралашмаси, Аблик карьерининг чақиқтоши ва “Оҳангаронцемент” АЖ нинг цементи танлаб олинди. Энг аввало, шағал-қум аралашмаси ва чақиқтошнинг сифатини баҳолаш учун [1–3] талабларига асосан лаборатория синовлари ўтказилди. Олинган натижалар шағал-қум аралашмаси ва чақиқтош норматив ҳужжатлар асосида қўйилган талабларга мослигини кўрсатди.

Ноорганик боғловчи сифатида М-400 маркали сульфатга чидамли портландцемент олинган. Ушбу цементни сифатини баҳолаш мақсадида [4] талабларига асосан синовлар ўтказилди. Натижалар 2-жадвалда акс эттирилган.

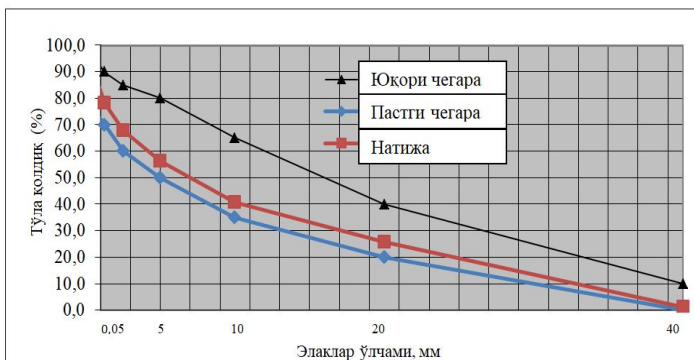
2-жадвал

М-400 маркали сульфатга чидамли портландцементнинг синов натижалари

Аниқланган кўрсаткичлар	ГОСТ 22266-94 талаблари	Олинган натижалар
28 суткалик намунанинг сиқилишдаги мустаҳкамлиги, МПа	39.2	40.3
Қотиш вақти: - бошланиши - тугаши	Камида 45 мин Ортиғи билан 10 соат	2 соат 15 мин 4 соат 25 мин
Майдалик даражаси (№008 элакдаги қолдиқ), % да	15 гача	10
SO ₃ миқдори, %	Ортиғи билан 3.0	2.0
Хлорид ионлар миқдори Cl ₁ , %	Ортиғи билан 0.1	0.06
Клинкер таркиби, оғирлиги бўйича % да		
Алюминий оксиди (Al ₂ O ₃)	Ортиғи билан 5.0	4.78
Магний оксиди (MgO)	Ортиғи билан 5.0	2.28
Уч калцийли силикат (3CaO SiO ₂)	Ортиғи билан 50	49.78
Уч калцийли алюминат (3CaO Al ₂ O ₃)	Ортиғи билан 5.0	3.59
Уч калцийли алюминат (3CaO Al ₂ O ₃) ва тўрт калцийли алюминаферрит (4CaO Al ₂ O ₃ Fe ₂ O ₃) ларнинг йиғиндиси	Ортиғи билан 22.0	19.85

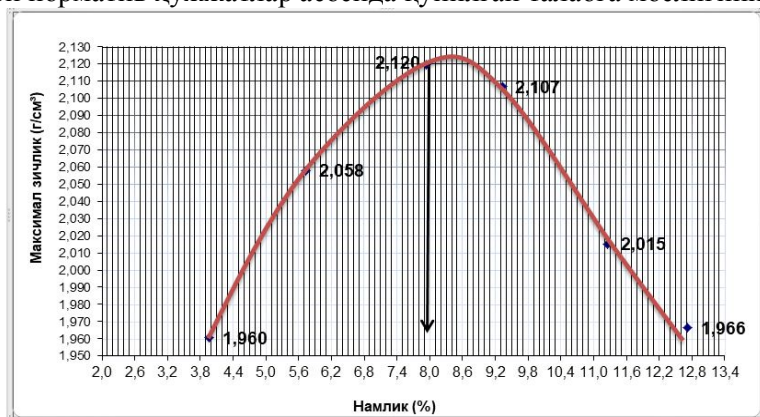
Олинган натижалар цементнинг сифати норматив ҳужжатлар асосида қўйилган талабларга мослигини кўрсатмоқда.

Цемент билан мустаҳкамланган материалнинг сиқилишдаги мустаҳкамлиги натижаси орқали эгилишдаги чўзилишга мустаҳкамлигини прогнозлаш моделини аниқлаш учун 30% миқдорида 20-40 мм чақиқтош ва 70 % миқдорида 0-40 мм шағал кум аралашмаси аралаштирилиб [1] талабларига асосан донаторлик таркиби текширилди. Олинган натижа қуйидаги 1-расмда келтирилган.



1-расм. Чақиқтош-шағал-кум аралашмасининг донаторлик таркиби

Олинган натижалардан кўринадики, чақиқтош-шағал-кум аралашмаси (ЧШҚА) нинг донаторлик таркиби норматив ҳужжатлар асосида қўйилган талабга мослигини кўрсатмоқда.



2-расм. 6% ли цемент билан мустаҳкамланган материалнинг максимал зичлиги ва оптимал намлигини аниқлаш графиги

Берилган таркибдаги чақиқтош-шағал-кум аралашмасига талаб этиладиган оптимал сув миқдорини аниқлаш учун 1 % дан 6 % миқдорида (ЧШҚА массасидан) цемент кўшиб, ГОСТ 22733-2002 талабларига асосан максимал зичлик (ρ_{dmax}) ва оптимал намлик (w_{opt}) ни аниқлаш синовлари ўтказилди (2-расм). Ушбу 6 % ли цемент билан мустаҳкамланган материалнинг

таркибида 20 мм дан йирик зарралар бўлганлиги унинг максимал зичлиги ГОСТ 22733-2002 да келтирилган формула ёрдамида қайта ҳисобланиб тўғирланди:

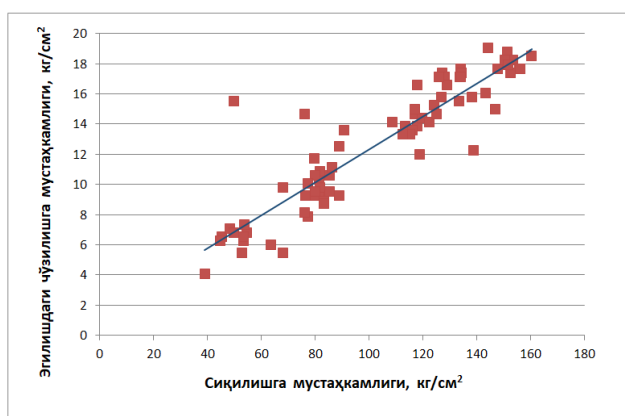
$$\rho'_{d\max} = \frac{\rho_{d\max}\rho_k}{\rho_i - 0.01K(\rho_k - \rho_{d\max})} = 2.21 \text{ г/см}^3 \quad (1)$$

бу ерда ρ_k – йирик зарраларнинг зичлиги, г/см³; K – материалдаги йирик зарраларнинг миқдори, %.

Шунга мос равишда материалнинг оптимал намлиги ҳам қайта ҳисобланиб тўғирланди:

$$w'_{opt} = 0.01w_{opt}(100 - K) = 5.87\% \quad (2)$$

Юқоридаги натижалар асосида ЧШҚА га 3% дан 6% гача миқдорда цемент қўшилиб қоришмалар тайёрланди ва улардан [5] га мувофиқ сиқилишдаги мустаҳкамликни аниқлаш учун 75 дона куб (15×15×15 см) ва эгилишдаги чўзилишга мустаҳкамлигини аниқлаш учун 75 донадан призма (15×15×60 см) намуналар тайёрланди. Намуналар 28 кун давомида норматив ҳужжатларда кўрсатилган талаблар асосида сақланиб синовлар ўтказилди ва натижалар олинди (3-расм).



3-расм. Цемент билан мустаҳкамланган материалнинг сиқилишдаги мустаҳкамлиги орқали эгилишдаги чўзилишга мустаҳкамлигини аниқлаш графиги

Натижаларни математик-статистик таҳлил қилиш учун “Statgraphics 18” дастуридан фойдаланилди. Натижада 6% ли цемент билан мустаҳкамланган материалнинг эгилишдаги чўзилишга мустаҳкамлиги ($R_{\text{эгл}}$) ва сиқилишдаги мустаҳкамлиги ($R_{\text{сиқ}}$) орасидаги корреляция коэффиценти 0.91 ($r=0.91$) бўлган қуйидаги тўғри чизикли боғлиқлик аниқланди:

$$R_{\text{эгл}} = 0.11 * R_{\text{сиқ}} + 1.36. \quad (3)$$

Хулоса қилиб айтганда, ушбу прогнозлаш модели маҳаллий йўл қурилиш материаллари асосида цемент билан мустаҳкамланган чақиқтош-шағал-қум қоришмасидан қурилган йўл асосини сифатини назорат қилиш ишларини

енгиллаштиради. Албатта, бу моделни барча турдаги мустаҳкамланган асослар учун ишлатиш имкони йўқ. Сабаби синовлар бир турдаги, энг йирик зарраси 40 мм гача бўлган цемент билан мустаҳкамланган чақиқтош-шағал-қум қоришмалари устида олиб борилди. Шу билан биргаликда ушбу моделни сиқилишдаги мустаҳкамлиги 60 кг/см² кам бўлмаган қоришмалар учун қўллаш мумкин.

АДАБИЁТЛАР

- [1] ГОСТ 23558-94 “Смеси щебеночно-гравийно-песчаные и грунты, обработанные неорганическими вяжущими материалами, для дорожного и аэродромного строительства. Технические условия”.
- [2] ГОСТ 8267-93 “Щебень и гравий из плотных горных пород для строительных работ. Технические условия”.
- [3] ГОСТ 8736-93 “Песок для строительных работ. Технические условия”.
- [4] ГОСТ 22266-94 “Цементы сульфатостойкие. Технические условия”.
- [5] ГОСТ 10180-2012 “Бетоны. Методы определения прочности по контрольным образцам”.
- [6] ГОСТ 22733-2002 “Грунты. Метод лабораторного определения максимальной плотности”.
- [7] Адилходжаев А.И., Амиров Т.Ж., Юсупалиев У.Г. Компьютерная программа подбора состава щебеночно-гравийно-песчаной смеси, укрепленной цементом // Агентство по интеллектуальной собственности РУз. Свидетельство № DGU 06567. 30.05.2019 г.

Тошкент автомобиль йўллари лойиҳалаш,
қуриш ва эксплуатацияси институти

22.04.2020
қабул қилинган

А.И.Адилходжаев, Т.Ж. Амиров, У.Г. Юсупалиев, М.Б.Тухтаев. Прогнозирование прочности на растяжение при изгибе щебеночно-гравийно-песчаной смеси, обработанной цементом

В статье рассматривается вопрос определения модели прогнозирования показателей прочности на растяжение при изгибе щебеночно-гравийно-песчаной смеси, обработанной цементом, на основании результатов испытаний прочности на сжатие. Обосновывается, что данным методом в случае применения позволит упростить процесс контроля качества автомобильных дорог во время строительства.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ФАКТОРОВ НА КОЛИЧЕСТВО УДАЛЕННОЙ ВЛАГИ ИЗ ВЛАГОНАСЫЩЕННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Исследованиям физико-механических свойств и характеристик волокнистых материалов посвящаются работы [1, 2]. Вопросы совершенствования технологических процессов, а также оборудования и технологических машин для отжима кож рассматриваются авторами [3, 4] на примере кожевенных полуфабрикатов.

В данной статье исследуется влияние таких факторов, как количество слоев кожи и влагоотводящих материалов на технологический процесс отжима влаги из мокрых кожевенных полуфабрикатов с вертикальной подачей их на опорной плите.

На способ отжима влаги из кож при многослойном пакете с влагоотводящими материалами получен патент на изобретение [5]. Эксперимент проводился на специальном стенде, где отжимные валы установлены горизонтально, а опорная плита изготовлена из металлического листа толщиной 0.005 м, шириной 0.1 м и длиной 0.3 м (рис. 1). Один слой пакета составляет один кожевенный полуфабрикат и два влагоотводящих материала – сукна ЛАЩ и так далее аналогично.

Материалом кожи для эксперимента послужила бычина среднего развеса после хромового удвоенного дубления. Согласно Международному стандарту ISO 2588-85, выбрано необходимое количество кожевенного полуфабриката по формуле $n = 0.2\sqrt{x}$, где x – число кож для эксперимента, составлявших 2500 шт. из партии, т.е. $n=10$ шт. Из этих 10 кож вырезали резакон полосы поперек хребтовой линии размером 0.05×0.25 м. Пронумерованные полосы комплектовали в группы по 5 шт. по схеме [6].

Эксперимент проводили следующим образом: на металлическую опорную плиту устанавливали полосу из волокнистого сукна ЛАЩ, затем кожевенный полуфабрикат и т.д. После этого включали стенд, устанавливали сжатие пружин по тарировке до нужного усилия прижима отжимных валов, скорость регулировали реостатом, а частоту вращения валов – тахометром часового типа ТЧ 10Р. Предварительно пропускали контрольные образцы кожи и при этом замеряли сжатие пружин, т.е. отклонение от установочного. Если отклонение превышало 3%, то затяжкой гаек регулировали пружины. Затем пропускали основные образцы кож. До и после отжима взвешивали на лабораторных весах ВЛТЭ-500б, дискретность – 0.01 г (ISO-9001).

При обработке результатов эксперимента использовали метод D-оптимального планирования второго порядка с использованием матрицы плана К. Кано, так как их применение обеспечивает наибольшую точность в оценках коэффициентов регрессии [7]. При этом учитывалось, что план К. Кано предусматривает варьирование факторов на трёх уровнях: нижнем (-), нулевом (0) и верхнем (+), что целесообразно для данного исследования. На основе априорной информации изучали процесс удаления влаги с учётом трёх факторов: x_1 – интенсивности прижима P , кН/м; x_2 – скорости пропуска V , м/с; N_1 – количества слоев кож с влагоотводящим материалом. Был выбран

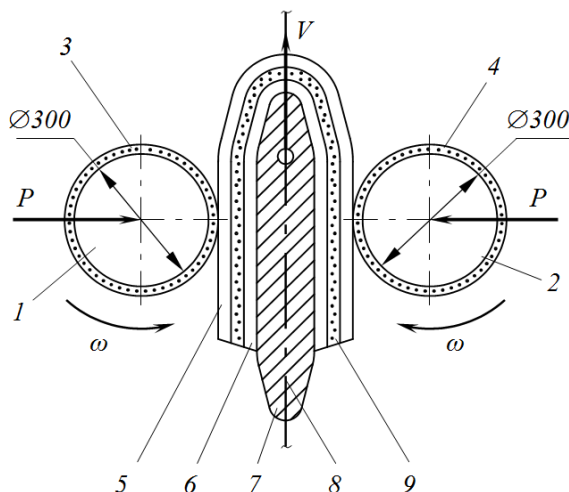


Рис. 1. Схема подачи мокрых кожевенных полуфабрикатов в зону отжима: 1, 2 – отжимные валы; 3, 4 – влагоотводящие материалы (БМ); 5 – первый слой кожевенного полуфабриката; 6 – второй слой кожевенного полуфабриката; 7 – опорная плита; 8 – цепь

диапазон изменения давления прижима от 32 до 96 кН/м; скорость отжимных валов – от 0.17 до 0.34 м/с; количество слоев кож – 2 на основе анализа многообразных отжимных машин производства различных стран.

В исследовании был выбран диаметр отжимных валов 0.3 м и с покрытием толщиной 0.01 м из войлочного сукна марки БМ, покрытие металлической опорной плиты в один слой из сукна марки ЛАЩ (с толщиной 0.004 м каждая).

Перед проведением эксперимента методами математической статистики выбрано необходимое количество измерений (число повторностей), которое обеспечивало требуемую точность.

Рабочую матрицу составили по матрице плана К. Кано для двухфакторного эксперимента. Кодирование факторов осуществляли по формуле

$$x_i = \frac{c_i - c_{i0}}{t_0},$$

где x_i – кодирование значения факторов; c_i, c_{i0} – натуральные значения фактора на текущем и нулевом уровнях; t_0 – натуральное значение интервала варьирования фактора.

Функции цели аппроксимированы полиномом

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i,j=1}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2,$$

где y – количество удаленной влаги в кодированном виде; b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} – коэффициенты регрессии.

Уровни и интервалы варьирования фактора эксперимента приведены в табл. 1.

Таблица 1

Уровни и интервалы варьирования фактора

Показатель	Кодированное значение факторов	Натуральные значения факторов	
		x_1 , кН/м	x_2 , м/с
Верхний уровень	+	96	0.340
Нулевой уровень	0	64	0.255
Нижний уровень	-	32	0.170
Интервал варьирования		32	0.085

После реализации рабочей матрицы получены средние арифметические значения (табл. 2).

Однородность дисперсии проведена с помощью критерия Кохрена [6] при доверительной вероятности $\alpha=0.95$. Зная общее число оценок дисперсии N и число степеней свободы $f=k-1$, вычисляем по табл.2, а из [7] находим $G_T=0.358$, при $N=9; f=k-1=5-1=4; k$ – число параллельных опытов:

$$S_{out}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y - \bar{y})^2}{n-1}; \quad \sum_{i=1}^N S_i^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^n (y - \bar{y})^2}{N(n-1)};$$

$$G_{P1} = \frac{S_{\max}^2}{\sum_{i=1}^N S_i^2} = \frac{4.55}{17.37} = 0.262; \quad G_{P2} = \frac{S_{\max}^2}{\sum_{i=1}^N S_i^2} = \frac{5.02}{21.47} = 0.234;$$

$$G_{P1}=0.262 < G_T=0.358; \quad G_{P2}=0.234 < G_T=0.358.$$

Следовательно, результаты исследования воспроизводимы.

Коэффициенты регрессии b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} определили из [7].

Для первого слоя кожевенного полуфабриката в кодированном виде $b_0=21.3362; b_{11}=-2.3448; b_1=4.3971; b_{22}=1.0025; b_2=-2.0274; b_{12}=-0.30$.

Для второго слоя кожевенного полуфабриката в кодированном виде $b_0=20.6862; b_{11}=-2.3320; b_1=4.5952; b_{22}=1.0180; b_2=-1.8470; b_{12}=-0.25$.

Получим следующие уравнения регрессии в кодированном виде:

для первого слоя кожевенного полуфабриката

$$y_1 = 21.3362 - 2.3448 \cdot x_1^2 + 1.0025 \cdot x_2^2 + 4.3971 \cdot x_1 - 2.0274 \cdot x_2 - 0.30 \cdot x_1 x_2,$$

для второго слоя кожевенного полуфабриката

$$y_2 = 20.6362 - 2.3320 \cdot x_1^2 + 1.0180 \cdot x_2^2 + 4.5952 \cdot x_1 - 1.8470 \cdot x_2 - 0.25 \cdot x_1 x_2.$$

Подставляя вместо $x_1 = \frac{P-64}{32}$, где P – усилие прижима отжимных валов и $x_2 = \frac{V-0.255}{0.085}$,

V – скорость пропуска мокрых кожевенных полуфабрикатов между вращающимися отжимными валами, получаем в натуральном виде уравнение удаленной влаги из мокрого кожевенного полуфабриката между вращающимися отжимными валами.

Таблица 2

Матрица планирования эксперимента

№	P, x_1	V, x_2	№ кож. пол.	Результаты измерений, %						$\sum_1^n (y - \bar{y})^2$	$S_{ош}^2$	y_p	$\bar{y} - y_p$	$(\bar{y} - y_p)^2$	
				y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	$\bar{y}$						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
1	0	0	1	22.0	20.4	19.8	21.1	21.2	20.9	2.80	0.7	21.34	0.44	0.19	
			2	20.3	20.0	21.8	18.8	20.1	20.2	4.58	1.15	20.69	0.49	0.24	
2	+	+	1	22.1	20.1	23.5	22.8	24.0	22.5	9.26	2.32	22.06	0.44	0.19	
			2	21.5	23.8	22.5	24.1	20.6	22.1	5.70	1.43	21.85	0.25	0.06	
3	-	+	1	14.1	13.4	12.0	14.8	13.2	13.5	3.26	0.82	13.87	0.37	0.14	
			2	12.5	12.0	15.3	11.7	13.5	13.0	8.48	2.12	12.71	0.29	0.08	
4	-	-	1	18.6	17.1	16.0	18.8	15.5	17.2	8.86	2.22	17.32	0.12	0.01	
			2	14.0	16.9	18.0	15.1	16.0	16.0	9.62	2.41	16.38	0.38	1.44	
5	+	-	1	24.4	28.0	28.8	27.2	26.1	26.5	18.2	4.55	26.11	0.39	0.15	
			2	28.0	27.1	24.4	27.6	23.4	26.1	17.04	4.25	26.09	0.01	0	
6	+	0	1	24.6	21.1	22.5	21.6	25.1	23.0	11.5	2.88	23.38	0.38	1.14	
			2	23.8	21.1	21.3	22.3	24.0	22.5	7.38	1.35	22.9	0.44	0.19	
7	0	+	1	18.8	20.0	21.5	21.2	19.5	20.2	5.18	1.30	20.31	0.11	0.01	
			2	20.5	17.3	21.6	18.2	21.4	19.8	14.5	3.65	19.83	0.03	0	
8	-	0	1	14.6	16.2	14.5	17.6	16.6	15.5	3.88	1.98	14.59	0.91	0.83	
			2	14.5	15.5	13.5	14.0	16.5	14.8	3.70	1.37	13.75	1.05	1.10	
9	0	-	1	26.2	23.3	26.6	24.4	24.5	25.0	6.55	1.64	24.68	0.32	0.10	
			2	24.8	25.5	20.2	25.4	25.1	24.2	20.08	5.02	23.57	0.63	0.39	
										$\Sigma 69.48$	$\Sigma 17.37$				$\Sigma 2.78$
										$\Sigma 85.88$	$\Sigma 21.47$				$\Sigma 3.52$

Гипотеза об адекватности полученных уравнений проверена с помощью критерия Фишера при доверительной вероятности $\alpha=0.95$ [7]:

$$F_p = \frac{S_{ao}^2}{S^2\{y\}} < F_T,$$

где S_{ao}^2 – остаточная дисперсия, или дисперсия адекватности; $S^2\{y\}$ – дисперсия воспроизводимости.

Из табл. 1 и 2 определим S_{ao}^2 и $S^2\{y\}$.

Для первого слоя кожевенного полуфабриката

$$S_{ao}^2 = \frac{\sum_1^N n \cdot (\bar{y} - y_p)^2}{N - \frac{(k+2)(k+1)}{2}} = \frac{5 \cdot 2.78}{3} = 4.63; S^2\{y\} = \frac{\sum_1^N \sum_1^n (y - \bar{y})^2}{N(n-1)} = \frac{69.48}{9(5-1)} = 1.93.$$

Критерий Фишера об адекватности модели

$$F_{p1} = \frac{S_{ao}^2}{S^2\{y\}} = \frac{4.63}{1.93} = 2.399,$$

где N – общее число опытов; k – число факторов; n – число повторений в опыте; y_i – результат отдельного наблюдения; $\bar{y}$ – средние арифметические значения результата опыта; y_p – расчетные значения критерия по уравнению регрессии:

$$F_p = \frac{S_{ao}^2}{S^2\{y\}} < F_T; \quad F_{p1} = 2.399 < F_T = 2.88.$$

Для второго слоя кожевенного полуфабриката

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_1^N n \cdot (\bar{y} - y_p)^2}{N - \frac{(k+2)(k+1)}{2}} = \frac{5 \cdot 3.52}{3} = 5.87; S^2\{y\} = \frac{\sum_1^N \sum_1^n (y - \bar{y})^2}{N(n-1)} = \frac{85.88}{36} = 2.38.$$

Критерий Фишера об адекватности модели:

$$F_{p2} = \frac{S_{ad}^2}{S^2\{y\}} = \frac{5.87}{2.38} = 2.46; \quad F_{p2} = 2.46 < F_T = 2.88.$$

Следовательно, уравнение регрессии можно считать пригодным с 95 %-ной доверительной вероятностью, которое в именованном виде после раскодировки получит следующий вид:

для первого слоя кожевенного полуфабриката

$$W_1 = 20.2176 - 0.00229 \cdot P^2 + 138.7543 \cdot V^2 + 0.4586 \cdot P - 88.1453 \cdot V - 0.1103 \cdot P \cdot V,$$

для второго слоя кожевенного полуфабриката

$$W_2 = 15.373 - 0.00228 \cdot P^2 + 140.8997 \cdot V^2 + 0.4585 \cdot P - 87.7066 \cdot V - 0.0919 \cdot P \cdot V.$$

Построены графики зависимости количества удалённой влаги W из мокрого кожевенного полуфабриката (%) при различных скоростях пропуска V и усилий прижима P (рис. 2).

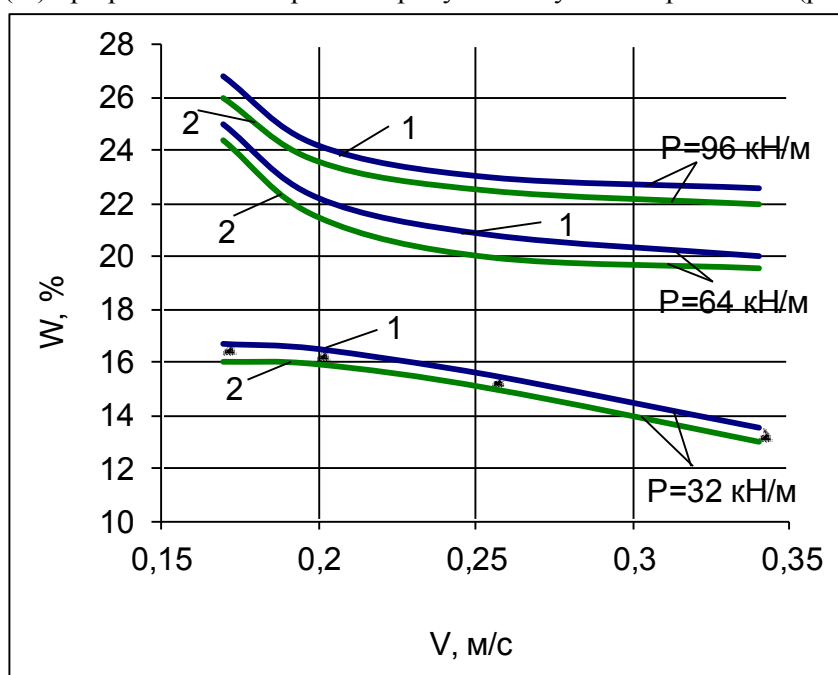


Рис. 2. Зависимость количества удаленной влаги W от скорости пропуска V кожевенного полуфабриката во время усилия прижима при отжимных валах: $P=32$ кН/м, $P=64$ кН/м, $P=96$ кН/м: 1–первый слой кожевенного полуфабриката; 2–второй слой кожевенного полуфабриката

Результаты экспериментов показывают, что разница удалённой влаги из первого и второго слоев кожевенных полуфабрикатов незначительная. С уменьшением усилия прижима отжимных валов P уменьшается разница удалённой влаги W между первым и вторым слоями обработанных кожевенных полуфабрикатов.

Для исследуемого образца кожевенного полуфабриката бычины среднего развеса для готовых кож верха обуви максимальная влажность в полах достигает 73%, а в чепраке – до 65%. Остаточная влажность в кожевенном полуфабрикате после отжима должна быть 55 – 60% в зависимости от типа кож.

В нашем случае экспериментального исследования остаточная влажность должна быть в порядке 60%. Следовательно, нам необходимо удалить максимум 13% влаги при отжиме на валковой машине. Из этого следует, что можно будет отжимать влагу из мокрого кожевенного полуфабриката при скорости пропуска 0,34 м/с и усилии прижима отжимных валов от 32 до 96 кН/м.

Результаты экспериментов (см. рис. 2) показывают, что можно одновременно отжимать мокрые кожевенные полуфабрикаты и удалять избыточную влагу одновременно из двух кожевен-

ных полуфабрикатов (слоями), что позволяет повысить производительность валковых машин в два раза, а также снизить энергозатраты на отжим влаги из мокрых кожевенных полуфабрикатов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Дарда И. В. Разработка теоретических основ совершенствования технологического оборудования кожевенно – мехового производства: Дис. ... докт. техн. наук. М., 2004. – 325 с.
- [2] Bacardit Anna, Baquero Grau, Sorolla Silvia et al. Evaluation of a new sustainable continuous system for processing bovine leather. // Journal of cleaner production. Vol. 101. P. 197–204.
- [3] Olle L., Sorolla S., Casas C. et al. A dehydration process for ovine hide to obtain a new collagenous material // Journal Of The Society Of Leather Technologists And Chemists. Vol. 98. Issue 2. P. 56–62.
- [4] Olle L., Sorolla S., Casas C., et al. Developing of a dehydration process for bovine leather to obtain a new collagenous material. Journal of cleaner production. Vol. 51. P. 177–183.
- [5] Патент РУз № IAP 04451 на изобретение «Способ отжима влаги из мокрых кож» / Аманов Т.Ю., Бахадилов Г.А., Цой Г.Н., Набиев А.М. Официальный бюллетень Агентства по интеллектуальной собственности РУз. 2011. №12. С.46–47.
- [6] Головтеева А.А., Куциди Д.А., Санкин Л.Б. Лабораторный практикум по химии и технологии кожи и меха. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 309 с.
- [7] Тихомиров В. А. Планирование и анализ эксперимента. М.: Легкая индустрия. 1974. – 283 с.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
12.02.2020

Г.А. Бахадилов, Г.Н. Цой, А.М. Набиев. Сувга тўйинган материаллардан сиқиб чиқарилган суюқлик миқдорига таъсир этувчи омилларни экспериментал аниқлаш

Мақолада икки қатламли ҳўл кўн ярим маҳсулотларидан ортиқча суюқлигини сиқиб чиқариш технологик жараёнига таъсир этувчи омиллар экспериментал аниқланган. Икки қатламли кўн ярим маҳсулотларидан сиқиб чиқарилган суюқлик миқдорининг уларни айланувчи валлар орасидан ўтказиш тезлигига ҳамда валлар босимида боғлиқлигининг математик моделлари келтириб чиқарилган.

G.A. Bahadirov, G.N. Tsoy, A.M. Nabiev. Experimental determination of the influence of factors on the amount of moisture removed from moisture-saturated materials

The article has experimentally determined the factors that influence during the technological process of squeezing excess moisture from a two-layer package of wet leather semi-finished products. Mathematical models of the amount of moisture removed from two layers of leather semi-finished products are obtained depending on the speed of their passage between the rotating shafts and the pressure force of the shafts.

УДК 621.01

Д.М. МУХАММАДИЕВ, Б.Х. ПРИМОВ, Х.А. АХМЕДОВ, Л.Ю. ЖАМОЛОВА

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ СЫРЦОВОГО ВАЛИКА ПО ПОВЕРХНОСТИ ЛОБОВОГО БРУСА ПИЛЬНОГО ДЖИНА

Пильные джины, выпущенные машиностроительными заводами Узбекистана и США, а также Индии, Китая по американским патентам [1–8], широко используются на хлопкоочистительных предприятиях. Практика использования пильных джинов США и Китая на отечественных предприятиях показала их низкую эффективность, дороговизну при изготовлении и эксплуатации, так как они имеют сложные конструктивные агрегаты и механизмы и технологически не взаимозаменяемые.

Анализ конструкций рабочих камер пильных джинов отечественного производства показал, что они имеют увеличенный расход электроэнергии пильным цилиндром и ускоренный износ колосников и пильных дисков с диаметром 320 мм [9]. Поэтому разработка конструкций пильного джина с подачей хлопка-сырца к сырцовому валику через пильный цилиндр является актуальной проблемой в данной области [10–11].

На рис.1 изображен пильный джин с набрасывающим барабаном [12]. Для снижения износа колосников 3, пильных дисков и расхода электроэнергии пильным цилиндром 10 хлопок-сырец подается непосредственно к пильному цилиндру 10 через склиз 6 с помощью вращающегося набрасывающего барабана 7, под которым установлена колосниковая решетка 8.

В статье [13] исследован закон движения сырцового валика по поверхности нижнего фартука и изучены факторы, влияющие на его движение для заданных конструктивных и кинематических параметров. В результате установлены влияние радиуса кривизны нижнего фартука, частота вращения сырцового валика и угла поворота нижнего фартука относительно оси гребенки на относительной скорости сырцового валика. Определены рациональные расстояния между центром радиуса кривизны нижнего фартука ($\varnothing 480$) и пильным цилиндром ($\varnothing 320$), при которых относительная скорость сырцового валика увеличивается до 40%.

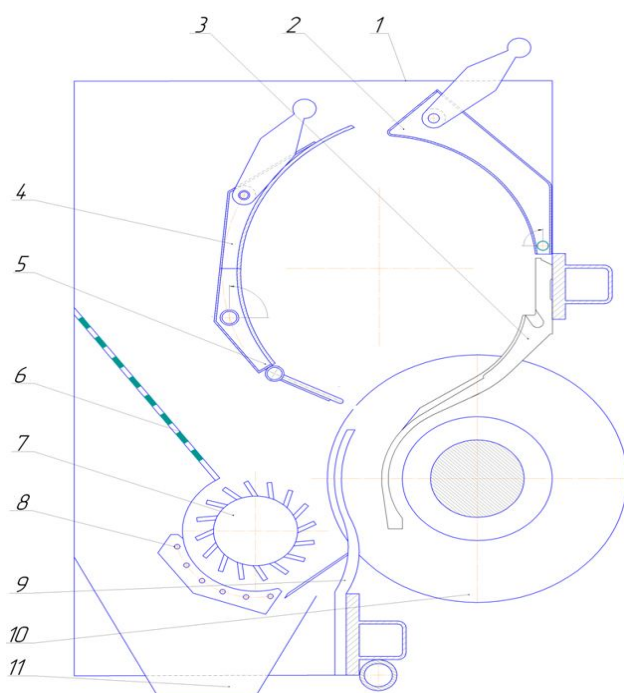


Рис. 1. Схема рабочей камеры пильного джина с набрасывающим барабаном: 1–боковина; 2–лобовой брус; 3–колосник рабочей камеры; 4–фартук верхний; 5–фартук нижний с гребенкой; 6–склиз; 7–набрасывающий барабан; 8–колосниковая решетка очистительной секции; 9–колосник очистительной камеры; 10–пильный цилиндр; 11–сороотвод

Однако для эффективной работы предложенного пильного джина с набрасывающим барабаном, обеспечивающего улучшение разрыхления, очистки и равномерной подачи хлопка в рабочую камеру при заданной производительности, необходимо решить следующие задачи:

- 1) разработать математическую модель движения сырцового валика в зоне лобового бруса рабочей камеры до отрыва от него и изучить факторы, влияющие на его движение;
- 2) установить оптимальный радиус лобового бруса и его месторасположение относительно центра рабочей камеры, при котором обеспечивается максимальная относительная скорость сырцового валика.

В задачу исследований входит нахождение закона движения сырцового валика в зоне лобового бруса до отрыва от него и изучение факторов, влияющих на его движение для заданных конструктивных, кинематических параметров, экспериментально найденных внешних сил и производительности джина, а также максимальная относительная скорость сырцового валика, при которой обеспечивается максимальное перемещение массы сырцового валика по поверхности лобового бруса. Практика использования пильных джинов с набрасывающим барабаном позволила установить необходимость изучения движения сырцового валика внутри рабочей камеры, особенно в зоне лобового бруса, которые зависят от радиуса его кривизны и месторасположения относительно центра рабочей камеры, и приводят к следующим отрицательным процессам:

- 1) снижению скорости вращения сырцового валика;
- 2) увеличению опущенности семян;
- 3) снижению производительности джина и образованию забоя в колосниковой зоне.

Исходя из указанного, мы изучали относительное движение сырцового валика в зоне лобового бруса с использованием расчетной схемы, приведенной на рис. 2.

Расчетная схема движения состоит из массы m , вращающегося с постоянной угловой скоростью сырцового валика ω на поверхности лобового бруса (см.рис 2), который имеет радиус R и начальный угол φ_0 , и совершающего относительно него перемещения S по радиусу R_l за время t .

Обозначим начальный угол лобового бруса через φ_0 , а угол сброса— φ_l . Предположим, что масса m сырцового валика в процессе передвижения меняется незначительно, тогда вследствие его малости можно пренебречь.

Выберем неподвижную систему координат с началом в точке O и обозначим её XOY . Подвижную и относительную систему координат выбираем с началом в точке O_l на рабочей камере. Ось $O_l\tau$ направлена по касательной 90° к радиусу R_l лобового бруса относительно к центру рабочей камеры. За положительное направление примем вращение против часовой

стрелки, ось O_1n – перпендикулярна к оси $O_1\tau$, системы координат τO_1n – жестко связанной с сырцовым валиком и вращается вместе с ним с постоянной угловой скоростью ω .

Масса сырцового валика, движущегося по поверхности лобового бруса, рассматривалась в виде цельного прямоугольника со сторонами $S_{np} = l_{pab} \times L_d$, где $l_{pab} = 0.55$ м – рабочая длина лобового бруса; $L_d = 0.01$ м – толщина слоя сырцового валика. При этом предполагалось, что она сосредоточена в центре прямоугольника и в зависимости от производительности джина толщина слоя хлопков, которая выбиралась для $\Pi = 1632.7$ кг/ч, $\Delta_{cp} = 0.03$ м (она зависит от плотности сырцового валика и габаритных размеров джина), меняется.

На массу сырцового валика действуют следующие силы: $P = m \cdot g$ – вес сырцового валика, Н; $F_{\tau} = m \cdot R_1 \cdot \omega^2$ – центробежная сила, Н; $F_{mp} = K_{mp} \cdot N$ – сила трения сырцового валика о поверхность лобового бруса, Н; N – нормальная сила реакции, Н; $F_{сопр} = K^* \cdot v^2$ – сила сопротивления воздушного потока, Н; $v = \omega \cdot R_1$ – линейная скорость сырцового валика, м/с; $\omega = \pi \cdot n / 30$ – угловая скорость сырцового валика, рад/с; $n = 30 \cdot \omega / \pi$, мин⁻¹ – частота вращения сырцового валика.

Составим уравнение динамики материальной точки

$$m \cdot \bar{W} = \bar{F}_{mp} + \bar{P} + \bar{F}_{\tau} + \bar{N}. \quad (1)$$

Так как $\bar{W} = \bar{W}_{rn} + \bar{W}_{r\tau} + \bar{W}_{en} + \bar{W}_{e\tau} + \bar{W}_{кор}$, то для относительного движения получим

$$m \cdot \bar{W}_{r\tau} = -m \cdot \bar{W}_{rn} - m \cdot \bar{W}_{en} + m \cdot \bar{W}_{кор} + \bar{F}_{mp} + \bar{P} + \bar{F}_{\tau} + \bar{N}, \quad (2)$$

где $\bar{W}_{кор} = 2 \cdot \omega \cdot \dot{s}$; $\dot{s} = ds/dt$ – скорость относительного движения сырцового валика, м/с; $\bar{W}_{rn} = \dot{s}^2 / R$. $\bar{W}_{e\tau}$ – тангенциальное ускорение, в переносном движении равное нулю, так как $\dot{\omega} = \text{const}$.

Проектируя уравнение (2) на ось $O_1\tau$ (рис 2), получим

$$N - \frac{m \cdot \dot{s}^2}{R_1} + 2 \cdot m \cdot \omega \cdot \dot{s} + m \cdot g \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_0) = 0. \quad (3)$$

Отсюда находим нормальную реакцию

$$N = \frac{m \cdot \dot{s}^2}{R_1} - 2 \cdot m \cdot \omega \cdot \dot{s} - m \cdot g \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_0). \quad (4)$$

Проектируя (2) на ось O_1n (см.рис 2) и сокращая массы m , получим уравнение движения сырцового валика по поверхности лобового бруса

$$\ddot{s} = \frac{d^2s}{dt^2} = -g \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_0) - K_{mp} \cdot \left[\frac{\dot{s}^2}{R_1} - 2 \cdot \omega \cdot \dot{s} - g \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi_0) \right]. \quad (5)$$

При решении уравнения (5) движения сырцового валика по лобовому брусу соблюдались следующие условия:

- движение сырцового валика по поверхности лобового бруса определялось уравнением угла $\alpha = \alpha + 2 \arcsin(s/2R)$ при различных углах $(\omega \cdot t + \varphi_0)$ и в координатах – уравнениями $x = R \cdot \cos \alpha$ и $y = R \cdot \sin \alpha$;

- $\gamma = \arcsin \frac{X_0}{\sqrt{X_0^2 + Y_0^2}}$; $\beta = \gamma + \frac{\pi}{2} - \varphi_0$;

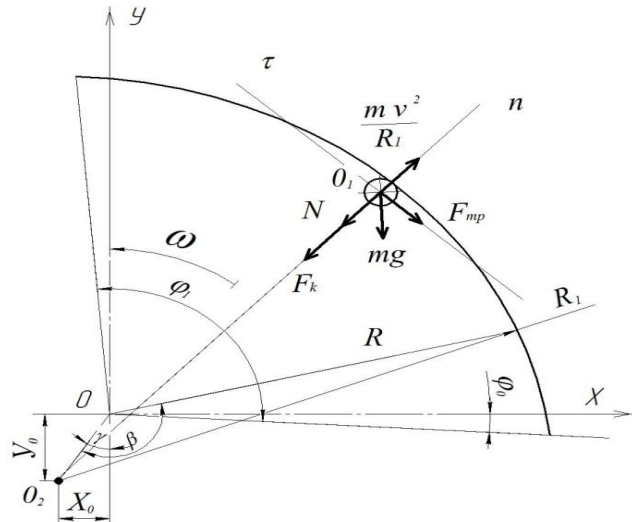


Рис. 2. Расчетная схема движения сырцового валика на поверхности лобового бруса

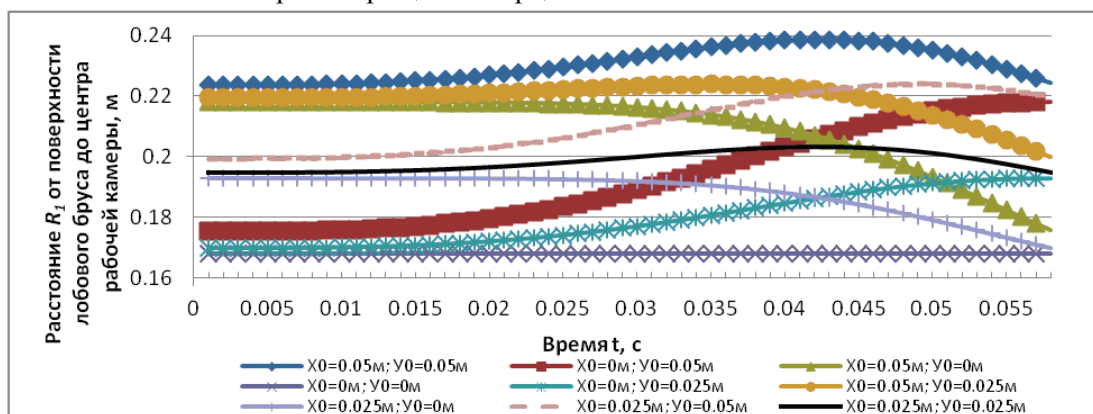
• при $\pi/2 < \varphi_l$ решение уравнения (5) прекращалось, так как это соответствовало отрыву сырцового валика с поверхности лобового бруса, где $\Delta_a = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2}$ – расстояния между центром кривизны лобового бруса и центром рабочей камеры; X_0 – расстояния между осями кривизны лобового бруса и центром рабочей камеры по оси X; Y_0 – расстояния между осями кривизны лобового бруса и центром рабочей камеры по оси Y.

Для решения уравнения (5) использовался численный метод Рунге–Кутты для дифференциального уравнения второго порядка вида $\ddot{s} = d^2s/dt^2 = F(t, s, \dot{s})$ [14]. Перед началом вычислений задавались шаг Δt и начальные значения t_0 , $s(t_0) = s_0$ и $\dot{s}(t_0) = \dot{s}_0$.

Нами использованы следующие начальные данные 30-пильного джина, установленного в лаборатории ТММ Института механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз:

- конструктивные – $l_{пab}=0.55$ м; $L_d=0.01$ м; $R=0.168$ м; $\varphi_0=0^\circ$; $\varphi_l=90^\circ$;
- кинематические – $\omega=8.168$ с⁻¹; $V_{ro}=\omega \cdot R=1.96$ м/с;
- технологические – $\rho_6=350$ кг/м³; $s_{np}=l_{пab} \times L_d=0.55 \times 0.01=0.0055$ м²; $\Delta_{cp}=0.03$ м;
 $m=\rho_6 \cdot s_{np} \cdot \Delta_{cp}=350 \cdot 0.0055 \cdot 0.03=0.057$ кг.

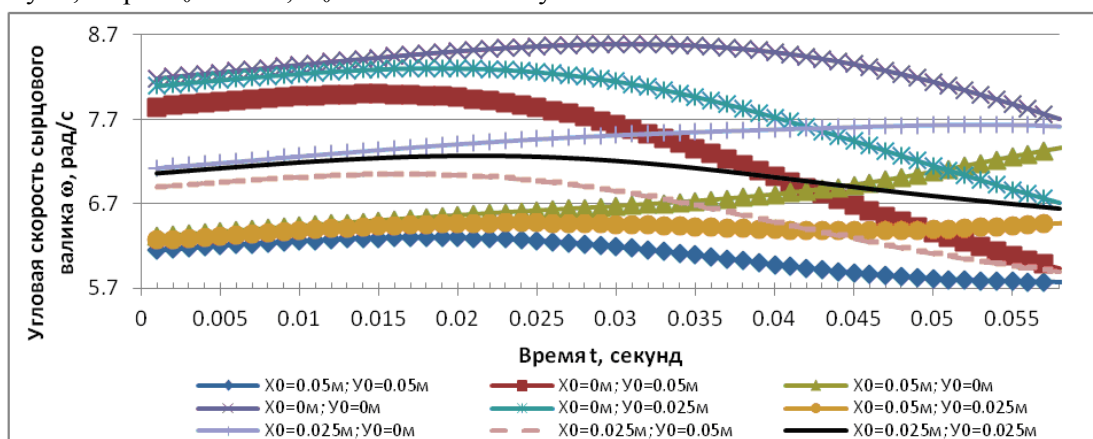
Из практики использования пильных джинов известно, что производительность машины прямо пропорциональна скорости вращения сырцового валика. Поэтому нами основным фактором выбрана относительная скорость вращения сырцового валика.



В результате реализации уравнения движения сырцового валика по поверхности лобового бруса на ЭВМ построены графики изменения расстояния R_l от поверхности лобового бруса до центра рабочей камеры (рис.3) и угловой скорости сырцового валика (рис. 4) в функции времени t .

Из рис. 3 видно, что расстояние R_l при $X_0=0.05$ м; $Y_0=0.05$ м достигает максимума, а при $X_0=0$ м; $Y_0=0$ м – минимума.

Анализ рис 4 показал, что угловая скорость сырцового валика при $X_0=0$ м; $Y_0=0$ м достигает максимума, а при $X_0=0.05$ м; $Y_0=0.05$ м – минимума.



Численное исследование модели дает возможность определять разнообразные характеристики процессов, оптимизировать конструкции или режимы функционирования проектируемых устройств. Более того, случается, что в ходе вычислительного эксперимента исследователь неожиданно открывает новые процессы и свойства, о которых ему ранее ничего не было известно [15].

Как показал предварительный анализ, основными факторами, влияющими на относительную скорость сырцового валика, является изменение расстояний X_0 и Y_0 (см.рис.2–4).

Для нахождения максимальной относительной скорости сырцового валика в зависимости от $X_1=X_0$ и $X_2=Y_0$ использована матрица ортогонального планирования второго порядка для двухфакторного процесса [16]. Выбор такой матрицы обусловлен тем, что линейная математическая модель неадекватна для исследуемого процесса. Матрица ортогонального планирования второго порядка для двухфакторного процесса с условием проведения эксперимента представлена в таблице.

Матрица планирования эксперимента

№	X_0	X_1	X_2	$X_1 \cdot X_2$	$(X_1')^2$	$(X_2')^2$	Рабочая матрица		Относительная скорость сырцового валика Δv , мм/с
							X_0 , м	Y_0 , м	
1	+	+	+	+	0.33	0.33	0.05	0.05	28.92574
2	+	-	+	-	0.33	0.33	0	0.05	31.55706
3	+	+	-	-	0.33	0.33	0.05	0	29.11493
4	+	-	-	+	0.33	0.33	0	0	31.95601
5	+	-	0	0	0.33	-0.67	0	0.025	31.77097
6	+	+	0	0	0.33	-0.67	0.05	0.025	29.03086
7	+	0	-	0	-0.67	0.33	0.025	0	31.4928
8	+	0	+	0	-0.67	0.33	0.025	0.05	31.21888
9	+	0	0	0	-0.67	-0.67	0.025	0.025	31.36853

Согласно требованиям ортогонального планирования эксперимента [9], изменяя интервал варьирования расстояний $X_1=X_0=0-0.05$ м и $X_2=Y_0=0-0.05$ м, проводили вычислительные эксперименты по определению характера изменения относительной скорости сырцового валика (см. таблицу).

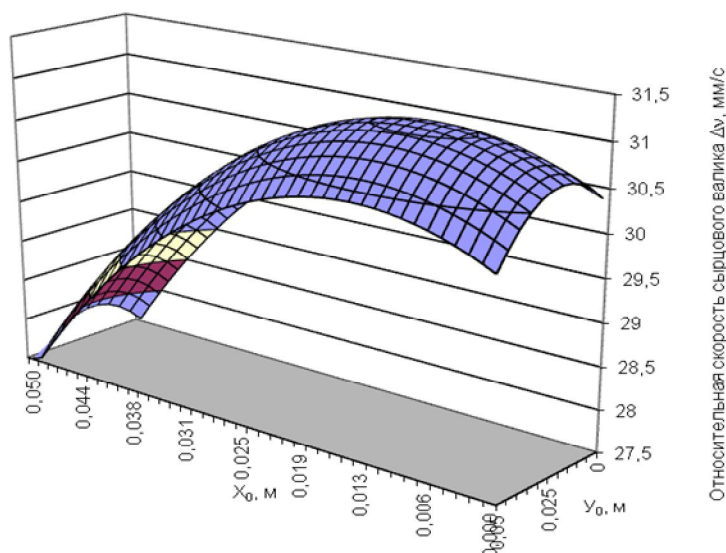


Рис. 5. Изменение относительной скорости Δv в зависимости от расстояний X_0 и Y_0

Подставляя коэффициенты, получим уравнение регрессии со значениями факторов X_1 и X_2 :

$$\Delta v = 30.715 - 1.369 \cdot X_1 - 0.144 \cdot X_2 + 0.052 \cdot X_1 \cdot X_2 - 1.428 \cdot 10^{-6} \cdot X_1^2 - 0.473 \cdot X_2^2. \quad (6)$$

Нахождение рациональных параметров лобового бруса велось методом Гаусса–Зайделя [16] по критерию максимума относительной скорости сырцового валика.

В результате исследования кинематики сырцового валика и типоразмера лобового бруса рабочей камеры пильного джина с использованием движения сырцового валика (радиус лобового

бруса – 168 мм, средняя частота вращения – 72 мин^{-1} , $\Delta_a = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2} = 0.0236 \text{ м}$ – расстояния между центром кривизны лобового бруса и центром рабочей камеры; $X_0 = 0.0125 \text{ м}$ – расстояния между осями кривизны лобового бруса и центром рабочей камеры по оси X; $Y_0 = 0.02 \text{ м}$ – расстояния между осями кривизны лобового бруса и центром рабочей камеры по оси Y) установлена средняя относительная скорость сырцового валика в зоне сброса 31.057 мм/с (рис. 5), что на 13.5% больше, чем при $X_0 = 0.05 \text{ м}$; $Y_0 = 0.05 \text{ м}$.

Эти параметры позволили установить расстояния между центром радиуса кривизны лобового бруса (168 мм) и пыльным цилиндром ($\varnothing 320 \text{ мм}$), составляющие $a_w = 0.28081 \text{ м}$, $\Delta_x = 0.08523 \text{ м}$; $\Delta_y = -0.26757 \text{ м}$.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Механический завод «RUSART». [Электронный ресурс]. URL: <http://www.rusart.uz>.
- [2] ООО «RIM-KOLOSS». [Электронный ресурс]. URL: <http://www.rimkoloss.uz>.
- [3] ООО «Paxtagin KB». [Электронный ресурс]. URL: <http://paxtagin-kb.gl.uz>.
- [4] Continental Eagle Corporation. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.continentaleagle.com>.
- [5] Lummus Corporation. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.Lummus.com>.
- [6] Nipha exports private limited. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.niphaindia.com/sawgin-feeder.php>.
- [7] Шандунская акционерная компания с ограниченной ответственностью «ЛИБЕДЬ». URL: <http://www.sdmj.com.cn>.
- [8] Hughes E., Holt G. Rutherford, R. Saw Gin Stands. Engineering and Ginning//. The Journal of Cotton Science 2017. 21. P. 60-69.
- [9] Mukhammadiev D.M., Rakhmatkariev Sh.U, Arifdzhanov F.Z. Analysis of static and dynamic characteristics of a saw cylinder of a gin. Print version // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. Vol. 38. 2009, No. 2. P. 120–123.
- [10] Мухаммадиев Д.М., Ахмедов Х.А., Примов Б.Х. Анализ энергетических показателей пыльного джина с набрасывающим барабаном и двухбарабанным питателем // Проблемы механики. 2017. №2–3. С. 145–149.
- [11] Мухаммадиев Д.М., Кулиев Т.М., Примов Б.Х. Экспериментальное исследование потребляемой мощности электродвигателя пыльного джина с шелушильной камерой // Проблемы механики. 2019. №1. С. 32–38.
- [12] Мухаммадиев Д.М. Рабочая камера пыльного джина. Патент РУз IAP 04761 (от 31.10.2013г.).
- [13] Мухаммадиев Д.М., Примов Б.Х., Камалов С.Н. Исследование движения сырцового валика по поверхности нижнего фартука пыльного джина // Проблемы механики. 2018. №3. С. 47–51.
- [14] Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке БЕЙСИК для персональных ЭВМ. М.: Наука, 1987. – 240 с.
- [15] Горбунов-Посадов М.М. Расширяемые программы. М.: Полиптих, 1999. – 336 с.
- [16] Аугамбаев М., Иванов А.З., Терехов Ю.Т. Основы планирования научно-исследовательского эксперимента. Ташкент: Ўқитувчи, 1993. – 141 с.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
9.10.2019

Д.М. Мухаммадиев, Б.Х. Примов, Х.А. Ахмедов, Л.Ю. Жамолова. Хом ашйё валигининг аррали жин олд брус юзасидаги ҳаракатини тадқиқи

Мақолада хом ашйё валигининг олд брус юзасидаги ҳаракат қонуни ва унинг ҳаракатига таъсир этувчи берилган конструктив ва кинематик параметрлар тадқиқ этилган. Хом ашйё валигининг кинематикасини ва аррали жин ишчи камераси олд брус ўлчамларини тадқиқи натижасида (хом ашйё валигининг ўртача айланиш частотаси- 72 мин^{-1} , олд брус радиуси 168 мм бўлганда олд брус эгрилик маркази ва ишчи камера маркази орасидаги масофа - $\Delta_a = 0.0236 \text{ м}$) хом ашйё валиги нисбий тезлигига таъсири 31.057 мм/с (13.5%) ва олд брус эгрилик маркази ва аррали цилиндр орасидаги масофа $a_w = 0.28081 \text{ м}$ эканлиги аниқланган.

D.M. Mukhammadiev, B.Kh. Primov, H.A. Akhmedov, L.Yu. Jamolova. Investigation of the raw roll motion along the surface of a frontal beam of the saw gin

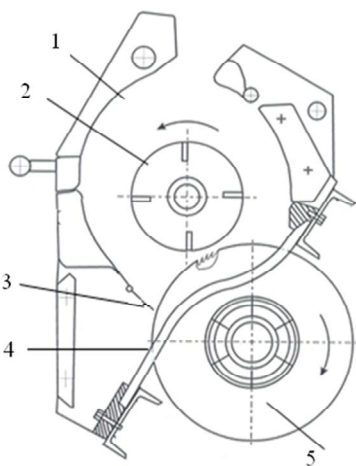
The law of motion of a raw roll along the surface of a frontal beam is investigated in the paper and the factors affecting its motion for given structural and kinematic parameters are studies. As a result of studying the kinematics of the raw roll and the size of the frontal beam of the saw gin working chamber (the average rotation speed is 72 мин^{-1} , the distance between the center of curvature of the frontal beam and the center of the working chamber is $\Delta_a = 0.0236 \text{ м}$, the radius of curvature of the frontal beam is 168 mm) the relative speed of the raw roll was established at 31.057 мм/с (13.5%) and the distance between the center of curvature of the frontal beam and the saw cylinder is $a_w = 0.28081 \text{ м}$.

**ТАКОМИЛЛАШТИРИЛГАН КОЛОСНИКЛИ ПАНЖАРАНИ ЧИГИТНИ ЛИНТЕРЛАШ
ЖАРАЁНИГА ВА ИШЛАБ ЧИҚАРИЛАЁТГАН МАҲСУЛОТ СИФАТИГА
ТАЪСИРИНИНГ ТАДҚИҚОТЛАРИ**

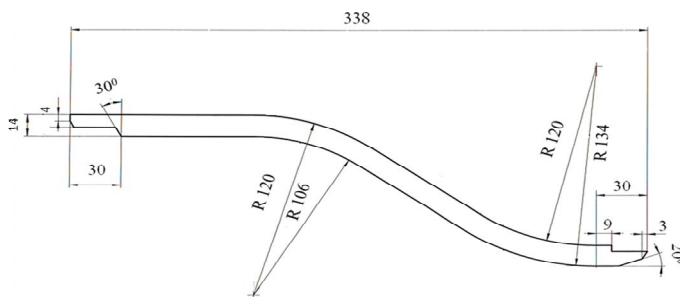
Пахта тозалаш корхоналарида 5ЛП русумли линтер ускунаси ишлатилади [1]. Ўзбекистон Республикаси давлат стандартига кўра О'зДст 596:2016 “Техник чигит” “Техник шарт” бўйича I нав техник чигитнинг линтердан кейинги тукдорлик даражаси 7 % гача бўлса, I нав 1-синф деб қабул қилиниб, улгуржи нархига 20 % устама ҳақ тўланиши белгиланган. Линтернинг иш унумдорлиги бўйича ишлаб чиқаришда олиб борилган тадқиқот ишлари, унинг ҳақиқий иш унумдорлиги техник характеристикасидаги иш унумдорлигига қараганда 50–60 % кам эканлигини кўрсатмоқда [2]. Линтер иш унумдорлигининг пастлигидан 7 % тукдорликдаги техник чигитни ишлаб чиқариш учун чигитни линтерлаш технологик тизимига 10–11 донга 5ЛП линтерларни ўрнатишга тўғри келмоқда. Бу ўз навбатида қўшимча электр энергия, эҳтиёт қисмларни сарфланиши билан бирга цехда чанг микдорининг меъёридан ошишидан экологик муҳитга салбий таъсир этмоқда.

Линтер иш унумдорлигининг пастлигига асосий сабаблардан бири линтер ишчи камерасидан линтерланган чигитларни ўз вақтида ташқарига чиқмаслигидир. Бунинг натижасида линтер ишчи камерасидаги чигитли валик зичлигининг ортиши юзага келиб, таъминловчи системадан ишчи камерага янги чигитларни берилиши кескин камаймоқда ва линтер иш унумдорлигининг пасайишига олиб келмоқда. Ишчи камерадан линтерланган чигитларни ўз вақтида ташқарига чиқмаслигига асосий сабаб, линтер ишчи камерасидаги колосник конструкциясининг камчилигидир. Бунинг натижасида чигит тароғи зонасида чигитларнинг тўпланиб қолиб, ишчи камерадан арралар оралиғидан ташқарига чиқаётган чигитлар йўлини тўсишидир. Оқибатда ташқарига чиқиши керак бўлган арралар оралиғидаги чигитларнинг бир қисми ишчи камерага қайтиб кириб кетади ва камерадаги чигитли валикнинг зичлигини ошишига сабаб бўлади. Бу ўз навбатида линтернинг иш унумдорлигини камайишига олиб келади.

Линтер ишчи камерасидан линтерланган чигитларни ташқарига чиқишини жадаллаштириш орқали линтернинг иш унумдорлигини ошириш ва ишлаб чиқарилаётган маҳсулотларнинг сифатини яхшилаш учун линтердаги колосник конструкцияси такомиллаштирилди (1, 2 расм) ва ўтказилган назарий ва амалий тадқиқотлар натижасида унинг рационал катталиклари аниқланди [3].



1 - расм. 30 апрали 5ЛП линтер ишчи камерасининг схемаси: 1 – ишчи камера, 2 – аралаштиргич, 3 – чигит тароғи, 4 – такомиллаштирилган колосник, 5 – апрали цилиндр



2 - расм. 5ЛП линтери учун такомиллаштирилган конструкцияли
КОЛОСНИК

Танлаб олинган рационал катталикларга эга бўлган колосникни оддий конструкцияли колосникдан афзаллик томонини ўрганиш учун “Пахтасаноат илмий маркази” АЖнинг технологик

лабораториясидаги 30 аррали 5ЛП линтерда таққослаш-тадқиқот ишлари ўтказилди. Синов-тадқиқот ишлари тажриба ўтказиш методикаси асосида олиб борилди. Бунда чигит тароғи билан оддий конструкцияли колосник ўрнатилган колосникли панжара оралиқ масофасини 20 мм дан 35 мм гача ўзгартириб, линтерлаш жараёнига таъсири ўрганилди. Дастлаб 30 аррали линтер ишчи камерасига оддий конструкцияли колосникли панжара ўрнатилиб, линтер техник характеристикасига мос равишда созилди. Тадқиқот ишлари Наманган-77 селекцияли I нав 2-синфли пахтани жинлашдан ишлаб чиқарилган, тукдорлиги ўртача 10.35 %, ифлослиги ўртача 2.23 %, намлиги ўртача 9.74 % ва шикастланганлиги ўртача 3.27 % га тенг бўлган техник чигитда ўтказилди [4]. Линтердан кейинги чигит ва момиқнинг сифат кўрсаткичини аниқлаш учун чигитни линтерлаш жараёнидан ишлаб чиқарилаётган чигит ва момиқдан намуналар олинди. Олинган намуналар “Пахтасаноат илмий маркази” АЖнинг “Стандартлаштириш ва метрология” лабораториясида таҳлил қилинди.

Натижалари аниқ бўлиши учун намуналарнинг таҳлили 9 марта такрорланди ва натижаларининг ўртачаси олинди. Линтернинг чигит ва момиқ бўйича иш унумдорлигини аниқлаш учун хронометраж усулида линтерга берилаётган чигитлар тартиб олинди ва чигитни линтердан ўтиш вақти аниқланди. Сўнгра линтерлаш жараёнида ишлаб чиқарилаётган чигит ва момиқ тартиб олинди ҳамда ускунанинг соат бай ишлашида ишлаб чиқариши мумкин бўлган маҳсулотларнинг миқдори аниқланди.

Оддий ва такомиллаштирилган конструкцияли колосникларга эга бўлган 30 аррали 5ЛП линтерларда ўтказилган синов –тадқиқот ишларининг натижаси

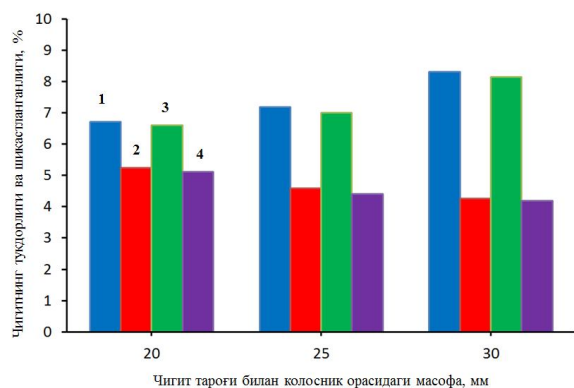
Кўрсаткичларнинг номланиши	Чигит тароғи билан колосникли панжара оралиқ масофаси, мм		
	20	25	30
Оддий конструкцияли колосникка эга бўлган линтерда			
Линтердан кейинги чигит, %:			
- тукдорлиги	6.72	7.18	8.31
- шикастланганлиги	5.25	4.58	4.27
Линтернинг иш унумдорлиги, кг/соат			
- чигит бўйича	117	129	140
- момиқ бўйича	5.87	4.96	4.62
Момиқдаги ифлос аралашмалар ва бутун чигитларнинг массавий улуши, %	6.73	6.19	4.69
Момиқнинг штапель узунлиги, мм	6/7	6/7	6/7
Момиқнинг типи	Б	Б	Б
Момиқнинг синфи	“Ифлос”	“Ифлос”	“Ўрта”
Момиқ ажратиш, %	3.86	3.28	2.25
Такомиллаштирилган конструкцияли колосникка эга бўлган линтерда			
Линтердан кейинги чигит, %:			
- тукдорлиги,	6.6	7.0	8.14
- шикастланганлиги	5.12	4.41	4.18
Линтернинг иш унумдорлиги, кг/соат			
- чигит бўйича,	124	146	158
- момиқ бўйича,	6.0	5.93	4.83
Момиқдаги ифлос аралашмалар ва бутун чигитларнинг массавий улуши, %	6.12	5.44	4.72
Момиқнинг штапель узунлиги, мм	6/7	6/7	6/7
Момиқнинг типи	Б	Б	Б
Момиқнинг синфи	“Ифлос”	“Ўрта”	“Ўрта”
Момиқ ажратиш, %	3.79	3.46	2.32

Тадқиқот ишларининг натижаси жадвалда ва 3, 4-расмларда келтирилган. Жадвал натижаларидан 30 аррали 5ЛП линтерга оддий конструкцияли колосникни қўлланилишида ва чигит тароғи билан колосникли панжара оралиқ масофасининг 20 мм дан 35 мм гача ўзгаришида ишлаб чиқарилаётган чигитнинг тукдорлик даражаси ўртача 6.72 дан 8.31% га, шикастланиши 5.25 дан 4.27 % гача ўзгарганлигини кўриш мумкин. Момиқдаги ифлос аралашмалар ва бутун чигитларнинг массавий улуши эса 6.73 дан 4.69 % гача ўзгарди [5, 6]. Линтернинг чигит бўйича иш унумдорлиги 117 кг/соатдан 140 кг/соатга ошди, момиқ бўйича 5.87 дан 4.62 кг/соатга камайди. ПДИ 48-2014 – линтердан кейинги чигит тукдорлигининг соҳавий меъёрига яқин бўлган тукдорликдаги чигитнинг ишлаб чиқарилиши эса чигит тароғи билан колосникли панжара оралиқ масофасининг 25 мм да юзага келиб, 7.18 % ни ташкил этди. Бунда чигитнинг шикастланиш

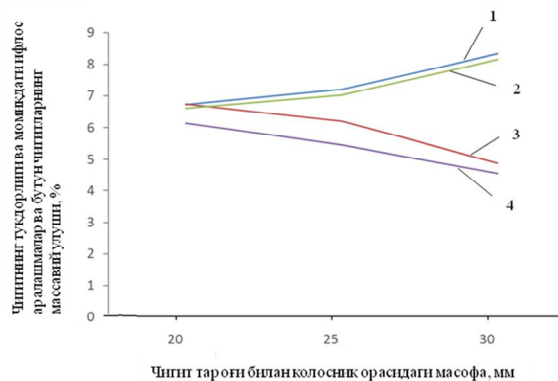
даражаси ўртача 4.58 % га тенг бўлди. Ишлаб чиқарилаётган момикдаги ифлос аралашмалар ва бутун чигитларнинг массавий улуши ўртача 6.19 %, штапель узунлиги 6/7 мм ни ташкил этиб [6], сифат кўрсаткичи бўйича давлат стандарти O'zDst 645:2016 га асосан Б тип “Ифлос” синфга тўғри келди [6]. Линтернинг чигит бўйича иш унумдорлиги ўртача 129 кг/соатни, момик бўйича 4.96 кг/соатни ташкил этди.

Такомиллаштирилган колосникли панжарага эга бўлган 30 аррали линтерда чигит тароғи билан колосникли панжара оралиқ масофасининг 20 дан 35 мм гача ўзгаришида эса чигитнинг тукдорлик даражаси 6.67 дан 8.14 % га ошди, шикастланиш даражаси 5.19 дан 4.28 % га камайди. Бунда линтернинг чигит бўйича иш унумдорлиги 124 дан 158 кг/соатга ошди, момик бўйича 6.0 дан 4.83 кг/соатга камайди. Линтердан кейинги чигит тукдорлигининг соҳавий меъёри (ПДИ48-2014) га мос келадиган 7.0 % тукдорлик даражасидаги чигит эса чигит тароғи билан колосникли панжаранинг 25 мм оралиқ масофасида ишлаб чиқарилди.

Чигит тукдорлиги ва момикдаги ифлос аралашмалар ва бутун чигитларнинг массавий улушини чигит тароғи билан колосникли панжара оралиқ масофасига боғлиқлиги даражаси ўртача 4.41 % ни ташкил этиб, оддий конструкцияли колосникли линтердан ишлаб чиқарилаётган чигит шикастланиш даражасига қараганда ўртача 0.17 (абс) % га кам эканлигини кўрсатди. Чигитни линтерлашдан ишлаб чиқарилган момикдаги ифлос аралашмалар ва бутун чигитларнинг массавий улуши ўртача 5.44 %ни ташкил этиб, оддий конструкцияли колосникка эга бўлган 30 аррали линтердан ишлаб чиқарилган момикка қараганда ўртача 0.75 (абс) % га кам эканлиги аниқланди.



3-расм. Ишчи камерада чикаётган чигитнинг тукдорлик ва шикастланганлик даражасининг чигит тароғи билан колосникли панжара оралиқ масофасига боғлиқлиги: 1, 2 – оддий конструкцияли колосникка эга бўлган линтерда; 3, 4 – такомиллаштирилган конструкцияли колосникка эга бўлган линтерда



4-расм. Чигит тукдорлиги ва момикдаги ифлос аралашмалар ва бутун чигитларнинг массавий улушини чигит тароғи билан колосникли панжара оралиқ масофасига боғлиқлиги: 1, 3 – оддий конструкцияли колосникка эга бўлган линтерда; 2, 4 – такомиллаштирилган конструкцияли колосникка эга бўлган линтерда

Момикнинг штапель узунлиги 6-7 мм га тенг бўлиб, сифатининг яхшиланганлигидан бир синф юқорига кўтарилди ва давлат стандарти O'zDst 645:2016 га асосан Б тип “Ўрта” синфга тўғри келди. Бунда линтернинг чигит бўйича иш унумдорлиги ўртача 146 кг/соатни, момик бўйича ўртача 5.93 кг/соатни ташкил этиб, оддий конструкцияли колосникли 30 аррали линтернинг чигит ва момик бўйича иш унумдорлигига қараганда ўз навбатида чигит бўйича 17 кг/соатга, момик бўйича 0.97 кг/соатга юқори эканлигини кўрсатди. Шу билан бирга чигитни линтерлаш даврида ишчи камерада ташқарига чиқаётган чигитларни чигит тароғи зонасида тўпланиб қолиш ҳолатлари кузатилмай, чигитларни чигит тароғи узунлиги бўйича жадаллашган ҳолда ишчи камерада ташқарига чиқиши юзага келди. Натижада таъминловчи системадан ишчи камерага берилаётган янги тукли чигитлар микдорини ошириш имконияти яратилди.

Хулоса. 30 аррали 5ЛП линтерда такомиллаштирилган конструкцияли колосникни қўлланилишида самарали линтерлаш жараёни чигит тароғи билан колосникли панжаранинг танлаб олинган 25 мм оралиғида юзага келди. Бунда линтердан ишлаб чиқарилаётган чигитнинг сифати 0.17 % га, момикнинг сифати 0.75 % га яхшиланди. Линтернинг чигит бўйича иш унумдорлиги ўртача 146 кг/соатга, момик бўйича ўртача 5.93 кг/соатга тенг бўлиб, оддий конструкцияли колосникка эга бўлган 30 аррали 5ЛП линтернинг иш унумдорлигига қараганда, чигит бўйича 17 кг/соатга, момик бўйича 0.97 кг/соатга юқори эканлигини кўрсатди.

- [1] Пахтани дастлабки ишлаш бўйича қўлланма. “Пахтасаноат илмий маркази” АЖ. “Nodirabegim nashriyoti”. Тошкент, 2019. – 477 б.
- [2] О’зДст 596:2016 “Пахтанинг техник чигити”. “Техник шартлари”. Тошкент, 2016.-6 б.
- [3] Сулаймонов Р.Ш., Ахмедов М.Х., Мардонов Б. Чигитни линтерлаш жараёнида арралар оралигида чигитлар оқими ҳаракатини моделлаштириш. Тўқимчилик муаммолари. Тошкент, 2019. №3. 4–11 б.
- [4] Аррала жиндан кейинги чигитни тўлик тукдорлигининг соҳавий меъёрлари (ПДИ 91-2018). “Пахтасаноат илмий маркази” АЖ. Тошкент, 2018. – 3 б.
- [5] О’зДст 645:2016 “Пахта момиғи”. “Техник шартлари”. Тошкент, 2016. – 8 б.
- [6] 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.
- [7] О’зДст 660:2016 “Пахта момиғи”. “Узунлики аниқлаш усуллари”. Тошкент, 2016. – 9 б.

“Пахтасаноат илмий маркази” АЖ

05.03.2020 й.
кабул қилинган

Р.Ш. Сулаймонов, М.Х. Ахмедов, М.А. Гаппарова. Исследование влияния модернизированной колосниковой решетки на процесс линтерования семян и качество выпускаемой продукции

Для повышения производительности линтера 5ЛП, а также улучшения качественных показателей лinters и семян предложен колосник новой конструкции. Проведены сравнительные испытания предлагаемого и серийного колосников на стендовой установке, в результате чего выявлены преимущества новых колосников в плане производительности и качества лinters и семян.

R.Sh. Sulaymonov, M.H. Ahmedov, M.A. Gapparova. Study of the influence of the modernized grain grid on the seed linting process and quality of produced products

To increase the performance of the 5LP linter, as well as improve the quality of lint and seeds, a grate of a new design is proposed. Comparative tests of the proposed and serial grates on a bench installation were carried out, as a result of which the advantages of the new grates in terms of productivity and quality of lint and seeds were revealed.

УДК 621.01

А. МАМАХОНОВ, К. ЮЛДАШЕВ

**РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНОЙ КОНСТРУКЦИИ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ
ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ И ОЧИСТКИ
ХЛОПКОВОГО ЛИНТА**

Винтовые конвейеры широко используются для транспортировки различных материалов, в частности, сыпучих и волокнистых [1, 2]. В технологической линии переработки хлопка имеется очистка лinters от сорных примесей винтовым очистителем. Известен винтовой конвейер, содержащий неподвижный желоб, нижняя часть которого имеет форму полуцилиндра, закрытого сверху крышкой, и установленный внутри желоба по его оси приводной винт в подшипниках, закрепленных на желобе. Перемещение груза по желобу осуществляется витками вращающегося винта [3]. Недостатком этого аналога являются высокий расход энергии и возможность забоя груза в желобе при увеличенной подаче материала.

В конструкции конвейера волокнистых материалов содержится желоб, нижняя часть которого имеет форму полуцилиндра, закрытый сверху крышкой. К желобу в нижней цилиндрической части прикреплены кольцевые бандажы, посредством которых желоб установлен на роликах с возможностью колебания желоба вокруг своей оси. Ролики упираются в торцевые плоскости кольцевого бандаж на желобе. Желоб для возможности колебания подвешен на подшипниках на валу винта. Крышка имеет в левой части входное отверстие, а желоб – в правой части выходное отверстие. Недостатком данной конструкции является невозможность удаления из общей массы транспортируемых семян хлопка сорных примесей, выделяемые в результате винтового движения. Вследствие этого выделенные сорные примеси попадают в технологическую машину-линтер и сильно загрязняют получаемый продукт-линтер [4, 5].

Следует отметить, что в существующих винтовых конвейерах при транспортировке волокнистых материалов, особенно хлопковых, из-за недостаточного разрыхления материала происходит недостаточное выделение сора. Кроме того, из-за недостаточного трения между винтовой поверхностью и волокнистым материалом происходит отставание их при транспортировке, что при-

водит к дополнительным механическим повреждениям волокнистого материала (хлопка и их отходов). Взаимодействие винтовой поверхности на волокнистый материал происходит монотонно в одном направлении, с постоянной движущей силой, что не обеспечивает эффективность их очистки. С целью обеспечения достаточного разрыхления транспортируемого волокнистого материала, повышения очистительного эффекта и требуемой производительности транспортировки усовершенствована конструкция винтового конвейера за счет увеличения площади контакта, силы трения, а также изменения значений направления силы взаимодействия винта с транспортируемым волокнистым материалом.

Винтовой конвейер содержит желоб 1 (рис. 1), нижняя часть которого имеет форму полуцилиндра, закрытого сверху крышкой 2. Внутри желоба 1 по его оси транспортирующий материал винт 3. Сверху желоба 1 имеется входное отверстие 4, а в конце, внизу – выходное отверстие 7. Нижняя рабочая часть желоба 1 выполнена в виде сетчатой поверхности 8. Рабочие поверхности винта 3 выполнены зигзагообразной формы 5, имеющие треугольные выступы и впадины. Высота треугольников 5 винта 3 выбрана равной среднему размеру семени хлопка, (40–70 мм). Ребра 6 треугольников 5 винта взаимно параллельны, а при навивке на вал направлены по радиусу винта 3.

Винтовой конвейер работает следующим образом. Волокнистый материал (хлопок-сырец, волокнистые отходы) подается в желоб 1 через входное отверстие 7 в крышке 2 и при вращении винта 3 продвигается скольжением вдоль желоба 1 протаскиваемые зигзагообразной (треугольной) рабочей поверхностью 5 вращающегося винта 3 к выходному отверстию 8.

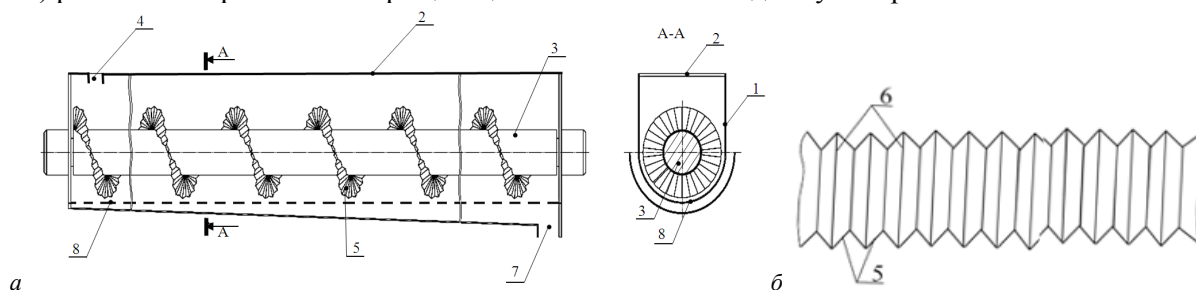


Рис. 1. Винтовой конвейер для транспортировки и очистки волокнистого материала (а), а также деталь 5 в увеличенном виде (б)

Зигзагообразная (треугольные выступы и впадины) 5 форма рабочих поверхностей винта 3 воздействует на семена и летучки хлопка с различной по величине и направлению силой, что приводит к дополнительному выделению хлопка. Это способствует эффективному выделению сора из волокнистого материала (хлопка). Сорные примеси, выделенные из волокнистого материала, выпадают через отверстия сетчатой поверхности 8 желоба 1 и отводятся в самоотвод через отверстие.

Рекомендуемая конструкция винтового конвейера обеспечивая эффективное транспортирование волокнистых материалов, необходимый очистительный эффект, что способствует повышению производительности.

Расчетная схема привода винтового конвейера принята в виде трехмассовой системы: 1–масса состоит из ротора двигателя, ведущего шкива ременной передачи; 2–масса из ведомого шкива и приведенных масс зубчатых колес редуктора, а также ведущей части муфты; 3–масса включает ведущую часть муфты и винта [6, 7]. Расчетная схема представлена на рис. 2.

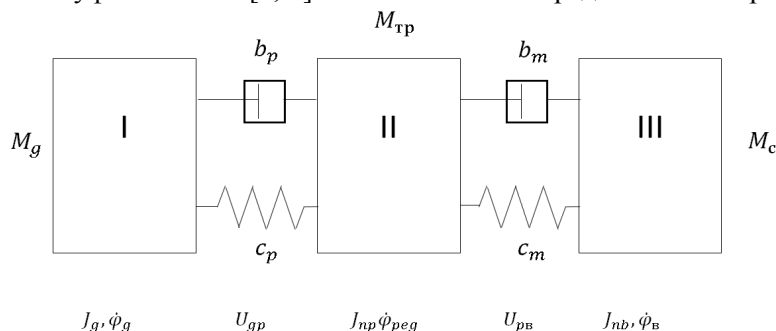


Рис. 2. Расчётная схема машинного агрегата с механизмом привода винта конвейера для транспортировки и очистки линта хлопка

Система дифференциальных уравнений, описывающих движение элементов винтового конвейера, имеет следующий вид [8, 9]:

$$\begin{aligned} M_d &= f(\dot{\varphi}_{dp}); J_d \ddot{\varphi}_{dp} = M_d - \epsilon_p \Delta \dot{\varphi}_{dp} - c_p \Delta \varphi_{dp}; \\ J_{np} \ddot{\varphi}_{ред} &= u_{dp} (\epsilon_p \Delta \dot{\varphi}_{dp} + c_p \Delta \varphi_{dp}) - \epsilon_m \Delta \dot{\varphi}_{mv} - c_m \Delta \varphi_{mv} - M_{тр}; \\ J_{пв} \ddot{\varphi}_v &= u_{pv} (\epsilon_m \Delta \dot{\varphi}_{mv} + c_m \Delta \varphi_{mv}) - M_{mv} - M_c; \\ \Delta \varphi_{dp} &= \varphi_d - \varphi_{ред} \cdot u_{dp}; \Delta \varphi_{mv} = \varphi_{ред} - u_{pv} \cdot \varphi_v; M_c = M_1 + M_0 \sin \omega_e t \pm \delta M_1, \end{aligned} \quad (1)$$

где M_d – движущий момент двигателя; $J_d, J_{np}, J_{пв}$ – приведенные моменты инерций масс на валу двигателя, на входном валу редуктора, на валу винта; $\epsilon_p, \epsilon_m, c_p, c_m$ – коэффициенты круговой жесткости и коэффициентов диссипаций ременной передачи и муфты; $M_1, M_0, \delta M_1$ – составляющие технологической нагрузки от транспортируемого и очищаемого линта хлопка; M_{mv} – момент сил трения на валу винта; $\dot{\varphi}_{dp}$ – угловая скорость ротора двигателя; $\dot{\varphi}_{ред}$ – угловое перемещение входного вала редуктора; φ_{dp} – угловое перемещение ротора асинхронного двигателя; φ_v – угловое перемещение винта конвейера.

Численное решение системы (1) произвели на ПК, используя стандартные программы при следующих значениях параметров: асинхронный двигатель

$$\begin{aligned} Y132s-8, P=2.2 \text{ кВт}; n=710 \text{ об/мин}; u_{dp}=1.27; u_{pv}=20; J_d=1.12 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; J_{np}=2.89 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \\ J_{пв}=7.14 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; c_p=200-250 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}; \epsilon_p=5.0-5.5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад}; c_m=400-420 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}; \\ \epsilon_m=9.5-10.5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад}; M_1=46-65 \text{ Н}\cdot\text{м}; M_0=5.5-10 \text{ Н}\cdot\text{м}; \delta M_1=0.05-0.07 M_1; M_{mv}=35-45 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

На основе решения системы дифференциальных уравнений (1) при начальных условиях $t=0; \dot{\varphi}_{dp}=0; \dot{\varphi}_{ред}=0; \dot{\varphi}_v=0; M_d; M_c$ получены закономерности изменения угловых скоростей ротора асинхронного двигателя, винтового конвейера, а также крутящего момента на валу двигателя (рис. 3). Анализ показывает, что с увеличением нагрузки M_1 от транспортируемого и очищаемого линта в пределах 45 – 65 Нм угловая скорость ротора двигателя фактически остается неизменной, её снижение незначительно. Кроме того, размах колебаний угловой скорости ротора двигателя также изменяется в незначительных пределах. Но снижение угловой скорости винта с зигзагообразным профилем будет ощутимым. Так, при $M_1=45 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\dot{\varphi}_v$ снижается до 27.2 с^{-1} , а при нагрузке $65 \text{ Н}\cdot\text{м}$ $\dot{\varphi}_v$ уменьшается до 25.9 с^{-1} . При этом размах колебаний $\Delta \dot{\varphi}_v$ увеличивается от $(1.2 - 1.4)$ до $(3.0 - 3.8) \text{ с}^{-1}$. Увеличение размаха колебаний $\Delta \dot{\varphi}_v$ положительно влияет на эффект транспортирования и очистки линта за счет дополнительного их встряхивания.

На базе обоснованных параметров рабочих элементов винтового конвейера был спроектирован и изготовлен опытный образец.

Испытания рекомендуемой конструкции конвейера с зигзагообразной поверхностью винта проведены по сравнению с существующим вариантом в условиях хлопкозавода. Анализ результатов испытаний показывает, что при использовании винта с зигзагообразным профилем в 3 – 3.5 раза уменьшается выделяемый пух, а также снижается повреждение семян (кожицы) хлопка. Выделение мелкого сора повышается в 2.0 – 2.5 раза по сравнению с существующим конвейером. Общий эффект очистки хлопкового линта увеличивается в 6.0 – 10.5 % в рекомендуемом конвейере относительно серийной машины.

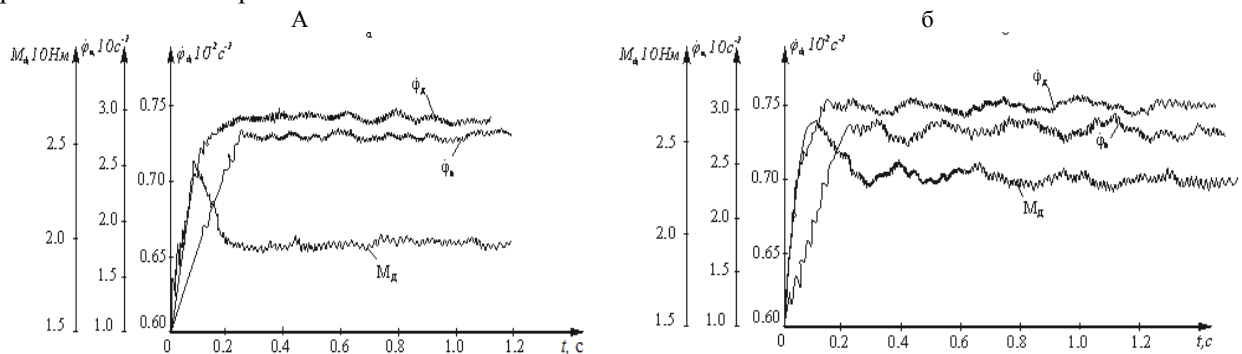


Рис. 3. Закономерности изменения угловых скоростей ротора двигателя, вала винта, а также крутящего момента на валу двигателя: а – $M_c=45 \text{ Н}\cdot\text{м}+6.55\sin\omega_e t\pm\delta M_1$; б – $M_c=45 \text{ Н}\cdot\text{м}+6.55\sin\omega_e t\pm\delta M_1$

Выводы. Предложен эффективный конвейер с винтом зигзагообразного профиля. На основе теоретических исследований получены закономерности движения ротора двигателя и винта конвейера, обоснованы параметры и режимы движения системы. Экспериментами выявлено, что

рекомендуемый конвейер позволяет значительно повысить эффект очистки и транспортирования линта.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Мирошниченко Г.И. Основы проектирования машин первичной обработки хлопка. М.: Машиностроение, 1972. – 486 с.
- [2] Джураев А. и др. Теория механизмов и машин. Ташкент: Изд. им. Г.Гуляма, 2004. – 582 с.
- [3] Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1968. – 356 с.
- [4] Джураев А., Ташпулатов Д.С., Элмонов С.М., Плеханов А.Ф., Жилисбаева Р.О. Разработка ресурсосберегающей технологии очистителя натурального волокна от примесей и обоснование параметров колосника на упругих опорах // Технология текстильной промышленности. 2018. № 6. С. 76–79.
- [5] Абдугафаров Х.Ж. и др. Винтовой конвейер. FAP №01141. Бюлл. 2016. 10.
- [6] Джураев А., Максудов Р. Теория механизмов и машин. Учебник. Ташкент: Изд. “Наука и технология”, 2019. – 300 с.
- [7] Djuraev A., Yunusov S.Z., Normatov E.A. Analysis of the surface of the arralious double plastic consolidated collector // International journal of advanced research in science. Engineering and technology. Vol.5. Issue 12, December 2018. P. 7578–7582.
- [8] Джураев А., Кенжабоев Ш. Разработка конструктивных схем и научные основы анализа и синтеза рычажных механизмов с упругими элементами и гибритными звеньями приводов технологических машин. Монография.. Наманган: Изд. Наманган, 2019. – 268 с.
- [9] Djuraev A., Rajabov O. Experimental study of the interaction of multifaceted and cylindrical spinky cylinder in cotton cleaner from small waste. // International journal of advanced research science. Engineering and technology. Vol.6. Issue-3. march 2019. P. 8382–8387.

Наманганский инженерно - технологический институт
Андижанский машиностроительный институт

Дата поступления
20.03.2020

А. Мамахонов, К. Юлдашев. Пахта линтини ташувчи ва тозаловчи винтли конвейернинг самарали конструкциясини ишлаб чиқиш ва параметрларини асослаш

Мақолада самарали янги зиг-заг профилли винтли конвейернинг конструктив схемаси ва ишлаш принциплари келтирилган. Винтли конвейернинг асосий параметрлари, юритма двигатели динамик-механик характеристикаси, инерцияси, қайишқоқ – диссипатив параметрлари шунингдек, ташиш билан бирга тозаланаётган пахта линтининг технологик юкланишлари натижасида ҳаракатланувчи ишчи орган ҳаракат қонуниятларини инобатга олувчи динамик система масаласини ечиш орқали асосланган. Ишлаб чиқаришдаги тажриба синовлари ва таққослашларга асосланиб таклиф этилаётган конвейернинг ишлаб чиқаришдаги самарадорлиги исботланди.

A. Mamakhonov, K. Yuldashev. Development of an effective design and justification of the parameters of a screw conveyor for transporting and cleaning cotton linters

The article presents a new effective structural scheme and the principle of operation of the conveyor with a screw with a zigzag profile. Based on the solution of the problem of system dynamics, taking into account the dynamic mechanical characteristics of the engine, inertial, elastic-dissipative parameters, as well as technological loads from the transported and cleaned cotton lint, regularities of movement of the working body are obtained, the basic parameters of the conveyor are substantiated. Based on production comparative tests of the recommended conveyor, the efficiency of its use in production is substantiated.

УДК 677.025

Н.М. МУСАЕВ, М.М. МУКИМОВ, М.А. МАНСУРОВА

РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНОЙ КОНСТРУКЦИИ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ОТТЯЖКИ ПЛОСКОВЯЗАЛЬНОЙ ТРИКОТАЖНОЙ МАШИНЫ

Введение. Механизм оттяжки полотна предназначен для постоянного оттягивания связанного полотна. За счет этого гарантируются безупречное образование новых петель, а также надежный перенос петель. На машине установлены три механизма оттяжки полотна, которые дополняют друг друга.

Механизм основной оттяжки располагается под игольницами и состоит из секций в виде оттяжных роликов, которые связаны с валом с помощью спиральных пружин. Прижимные ролики, прижимающие трикотаж к оттяжным роликам, имеют для каждой секции регулировку силы прижатия пружины с помощью винта. Трикотаж зажимается между оттяжными и прижимными роликами и оттягивается при вращении вала от шагового двигателя, который получает команды из процессора и при вязании работает с постоянным усилием, заданным программой [1].

В другой известной конструкции механизма оттяжки трикотажа используется груз, непосредственно подвешенный к полотну [2–3].

Имеется устройство для автоматической оттяжки изделия на плосковязальной механической машине, включающее приемный и прижимной секционные валы [4]. В механизме оттяжки трикотажа, включающем оттяжной вал с рифлеными секционными роликами, которые связаны между собой зубчатым колесом, регулировка силы оттяжки полотна, проходящая рифлеными роликами и прижимным валом, осуществляется специальным устройством, включающим пружину сжатия и регулировочный винт [5]. Недостатком данного устройства является сложность конструкции: конструкция не обеспечивает равномерность оттяжки по всей ширине трикотажа.

Экспериментальные исследования. Рекомендуемый механизм оттяжки трикотажа (рис.1) состоит из секций в виде оттяжных рифленых роликов 1, которые установлены на валу 2 резиновой втулкой 3, выполненной цельной по всей длине вала 2. При этом резиновая втулка 3 может быть выполнена отдельно для каждой секции различной толщины. Наибольшая толщина резиновой втулки 3 в крайних секциях, а наименьшая в средней секции, прижимные ролики 4 также выполнены секционными. Прижимные ролики 4, прижимающие трикотаж к оттяжным роликам 1, имеют для каждой секции регулировку силы прижатия пружины 5 с помощью регулировочного винта 6. Прижимные ролики 4 могут быть выполнены рифлеными (рис.1).

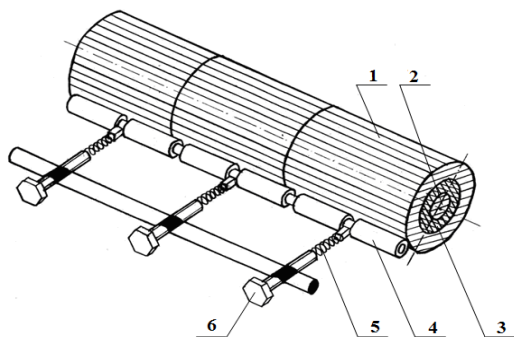


Рис.1. Механизм оттяжки трикотажа

Конструкция работает следующим образом. Поступающий трикотаж зажимается между оттяжными 1 и прижимными роликами 4 и оттягивается при вращении вала 2 от шагового двигателя (на рис.1 не показан). При этом в каждой секции оттяжного ролика 1 и прижимного ролика 4 заранее устанавливается с необходимой силой прижима с регулировочным винтом 6 и пружины 5 (см. рис.1). При этом изменения толщины трикотажа, изгиба вала 2 могут привести к неравномерности оттяжки трикотажа по всей ширине механизма оттяжки. В зависимости от

изменения величины толщины трикотажа и изгиба вала 2 происходит деформация (сжатие) резиновой втулки 3. Это приводит к равномерности оттяжки трикотажа. При выработке многослойного трикотажа, а также трикотажа с различной плотностью равномерность оттяжки трикотажа по всей ширине обеспечивается путем использования резиновой втулки 3 отдельно для каждой секции и с различной толщиной. Учитывая, что изгиб вала 2 наибольший в средней части, толщина резиновой втулки 3 в этой зоне будет наименьшей, а также соответственно в крайних секциях оттяжки толщина резиновых втулок 3 будет наибольшей. Разница между наибольшей и наименьшей толщиной резиновых втулок 3 выбрана равной или меньшей толщины оттягиваемого трикотажа. Конструкция позволяет равномерность оттяжки трикотажного полотна по всей его ширине.

Результаты и обсуждение. Важным является обоснование параметров оттяжных роликов с учетом деформации резиновой втулки.

Используя уравнения Лагранжа II рода [6, 7], получим следующее дифференциальное уравнение, описывающее колебания оттяжного ролика с резиновой втулкой с учетом деформации оттягиваемого трикотажа и силы прижимного ролика:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{(e_1 - e_2 - e_3)}{m_{op}} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{C_1 \cdot C_2 \cdot C_3}{m_{op} \cdot [C_2 \cdot C_3 - C_1 \cdot (C_2 + C_3)]} \cdot x = \frac{A}{m_{op}} \sin \omega t, \quad (1)$$

где m_{op} – масса оттяжного ролика; x – перемещение оттяжного ролика по линии воздействия прижимного ролика и деформации оттягиваемого трикотажа; C_1, e_1 – коэффициенты жесткости и диссипации резиновой втулки; C_2, e_2 – коэффициенты жесткости и диссипации оттягиваемого трикотажа; C_3, e_3 – коэффициенты жесткости и диссипации пружины прижимного валика; $A, \omega t$ – амплитуда и частота колебаний возмущающей силы от изменения неоднородности и толщины оттягиваемого трикотажа.

Аналитическое решение дифференциального уравнения (1) провели с использованием методов [7, 8] и с учетом начальных условий, получив при $t=0$; $x=0$, $\dot{x}_0=0$

$$X = BX^{\frac{Dt}{2}} (D \cos kt + M \sin kt) + \frac{B}{\omega} \left[(E^2 - \omega^2) \sin \omega t - 2D\omega \cos \omega t \right], \quad (2)$$

$$\text{где } B = \frac{A\omega}{(E^2 - \omega^2) + 4\omega^2 \cdot D^2}; \quad E = \sqrt{\frac{C_1 \cdot C_2 \cdot C_3}{m_{op} \cdot [C_2 \cdot C_3 - C_1 \cdot (C_2 + C_3)]}}; \quad D = \frac{(\epsilon_1 - \epsilon_2 - \epsilon_3)}{2 \cdot m_{op}};$$

$$M = \frac{1}{K} (2 \cdot D^2 + \omega^2 - E^2); \quad K = \sqrt{E^2 - D^2}.$$

Численное решение дифференциального уравнения осуществляем при следующих расчетных значениях параметров оттяжного ролика:

$$m_{op} = (4.0 - 5.0) \cdot 10^{-2} \text{ кг}; \quad C_1 = (0.3 - 0.4) \cdot 10^4 \text{ Н/м}; \quad C_2 = (0.11 - 0.18) \cdot 10^4 \text{ Н/м}; \quad C_3 = (0.6 - 0.65) \cdot 10^4 \text{ Н/м};$$

$$\epsilon_1 = (1.8 - 2.5) \text{ Нс/м}; \quad \epsilon_2 = (2.2 - 3.0) \text{ Нс/м}; \quad \epsilon_3 = (4.0 - 4.2) \text{ Нс/м}; \quad \omega = (1.5 - 2.0) \text{ с}^{-1}.$$

На основе обработки полученных численных решений задачи (2) построены графические зависимости изменения размаха колебаний оттяжного ролика от измерения коэффициента жесткости резиновой втулки (рис.2).

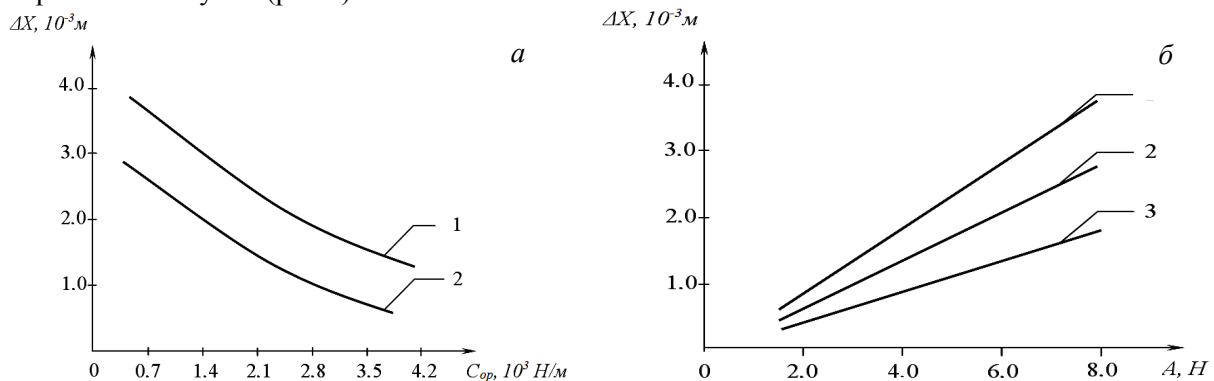


Рис.2. Закономерности изменения размаха колебаний оттяжного ролика от изменения коэффициента жесткости резиновой втулки, 1—при $m_{op}=28 \cdot 10^{-3}$ кг; 2—при $m_{op}=45 \cdot 10^{-3}$ кг (а) и изменения амплитуды возмущающей силы от оттягиваемого трикотажа (б) 1—при $C_1=0.3 \cdot 10^4$ Н/м; $C_2=0.11 \cdot 10^4$ Н/м; $C_3=0.6 \cdot 10^4$ Н/м; 2—при $C_1=0.35 \cdot 10^4$ Н/м; $C_2=0.15 \cdot 10^4$ Н/м; $C_3=0.625 \cdot 10^4$ Н/м; 3—при $C_1=0.4 \cdot 10^4$ Н/м; $C_2=0.18 \cdot 10^4$ Н/м; $C_3=0.65 \cdot 10^4$ Н/м;

При этом с увеличением коэффициента жесткости резиновой втулки секционного оттяжного ролика от $0.7 \cdot 10^3$ до $4.2 \cdot 10^3$ Н/м размах колебаний ΔX уменьшается от $3.85 \cdot 10^{-3}$ до $1.45 \cdot 10^{-3}$ м при массе $m_{op}=2.8 \cdot 10^{-2}$ кг по нелинейной закономерности. С возрастанием массы секционного оттяжного ролика плоскофанговой трикотажной машины до $4.5 \cdot 10^{-2}$ кг размах колебаний оттяжного ролика по мере прижима трикотажа прижимным роликом снижается от $2.78 \cdot 10^{-3}$ до $0.61 \cdot 10^{-3}$ м. Следует отметить, что чем больше масса секционного оттяжного ролика, тем меньше размах его колебаний. При этом амплитуда колебаний оттяжного ролика не должна превышать суммарного значения деформаций резиновой втулки и оттягиваемого трикотажа. Поэтому для обеспечения значений размаха колебаний оттяжного ролика в пределах $(2.5 - 3.5) \cdot 10^{-3}$ м рекомендуемые значениями системы являются $C_1=(0.2 - 0.25) \cdot 10^3$ м; $m_{op}=(3.5 - 4.0) \cdot 10^{-4}$ кг.

Увеличение амплитуды возмущающей силы от оттягиваемого трикотажа приводит к увеличению размаха колебаний составного оттяжного ролика по нелинейной закономерности. На рис. 3,б представлены полученные графические зависимости изменения размаха колебаний оттяжного ролика от изменения амплитуды возникающей силы от оттягиваемого трикотажа. Из графиков видно, что при увеличении A от 2.0 до 8.0 Н при $C_1=0.3 \cdot 10^4$ Н/м, $C_2=0.11 \cdot 10^4$ Н/м, $C_3=0.6 \cdot 10^4$ Н/м приводит к возрастанию размаха колебаний оттяжного ролика от $0.62 \cdot 10^{-3}$ до $3.8 \cdot 10^{-3}$ м. При значениях $C_1=0.4 \cdot 10^4$ Н/м, $C_2=0.18 \cdot 10^4$ Н/м, $C_3=0.65 \cdot 10^4$ Н/м размах колебаний оттяжного ролика увеличивается от $0.22 \cdot 10^{-3}$ до $1.92 \cdot 10^{-3}$ Н/м. При этом увеличение жесткостных характеристик резиновой втулки оттягиваемого трикотажа, а также пружины прижимного ролика приводит к уменьшению амплитуды колебаний оттяжного ролика в два раза (см. рис.1 – 3).

Учитывая, что амплитуда колебаний оттяжного ролика не превышает $(0.8 - 1.8) \cdot 10^{-3}$ м, рекомендуемыми значениями коэффициентов жесткостей упругих элементов в оттяжном устройстве являются $C_1=(0.35 - 0.38) \cdot 10^4$ Н/м, $C_2=(0.15 - 0.16) \cdot 10^4$ Н/м, $C_3=(0.62 - 0.63) \cdot 10^4$ Н/м.

На рис.3 приведены построенные графические зависимости изменения размаха скорости колебаний составного оттяжного ролика от вариации амплитуды колебаний воздействующей силы от оттягиваемого трикотажа.

Важность изменения скорости колебаний оттяжного ролика обусловлена тем, что в процессе работы возвращение секционного оттяжного ролика в исходное положение должно быть мгновенным. Это, в основном, обеспечивается диссипационными характеристиками резиновой втулки оттяжного ролика. Размах колебаний скорости оттяжного ролика зависит от возмущающей силы и от массы оттяжного ролика. На основании анализа графиков рис.3 и обеспечения $\Delta X_0 \geq (0.8-1.0)$ м/с рекомендуемыми значениями являются $m_{op} = (3.5-4.0) \cdot 10^{-4}$ кг, $A = (4.0-5.0)$ Н.

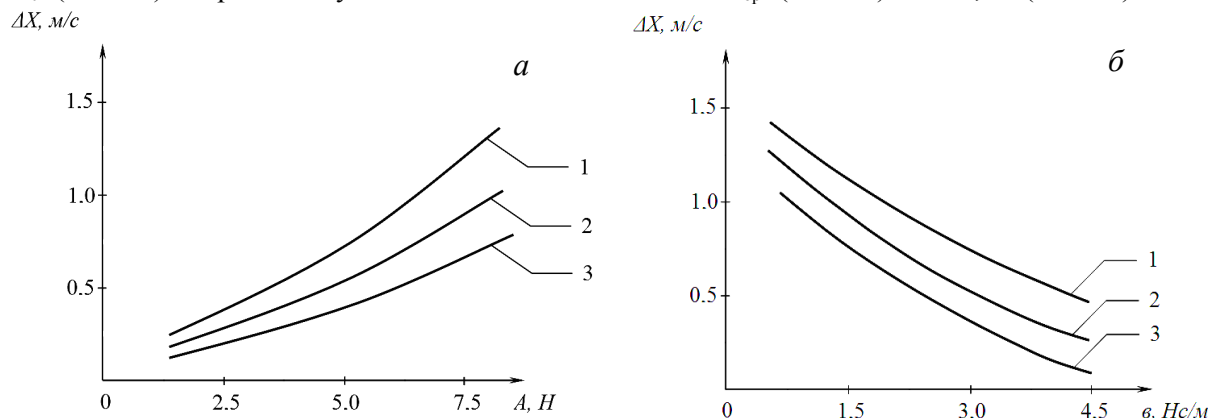


Рис.3. Графическая зависимость изменения размаха скорости оттяжного ролика в плосковязальной трикотажной машине от изменения амплитуды возмущающей силы от оттягиваемого трикотажа (а) и от изменения приведенного коэффициента диссипации резиновой втулки оттяжного ролика и пружины приемного ролика (б):

1 – при $m_{op} = 25 \cdot 10^{-3}$ кг; 2 – при $m_{op} = 35 \cdot 10^{-3}$ кг; 3 – при $m_{op} = 45 \cdot 10^{-3}$ кг;

Анализ графика на рис. 3,б показывает, что увеличение коэффициента диссипации резиновой втулки оттяжного ролика от 0.75 до 3.5 Нс/м приводит к уменьшению $\Delta \dot{X}$ от 0.92 до 0.14 м/с при нагрузке $A = 3.0$ Н. При нагрузке $A = 7.0$ Н размах колебаний скорости оттяжного ролика уменьшается от 1.33 до 0.41 м/с, т.е. с увеличением нагрузки от оттягиваемого трикотажа значительно возрастает и скорость колебания оттяжного ролика. Поэтому для обеспечения $\Delta X_0 \geq (0.8-1.0)$ м/с рекомендуемыми значениями являются $\nu = (2.5-3.0)$ Нс/м, $A = (4.0-5.0)$ Н.

Выводы: Разработана эффективная самонастраивающаяся конструкция оттяжного устройства для плоскофанговой трикотажной машины. На основе теоретических исследований колебаний оттяжного ролика рекомендованы параметры системы.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Строганов Б.Б. Современные кругло - и плосковязальные машины. Уч. пос. М.: Всероссийский заочный институт текстильной и легкой промышленности, 2009. С. 89–93.
- [2] Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. Л.: Машиностроение 1980. С. 392–394.
- [3] Авт. свид. №140624. Устройство оттяжки петель плосковязальной машины. Гогоберидзе В.Г., Кудрявин Л.А., Багатурия Д.А. Бюл. 1988. №24.
- [4] Авт. свид. №154973. Устройство для автоматической оттяжки. Волков Б.А., Гуменщиков Л.А., Шитиков А.В. Бюл. 1963. №12.
- [5] Патент EP 0899369 B 1. Fabric take-down roller device for flat bed knitting machines. 2003. Schmid, Franz 72411 Bodelshausen (DE), Diebold, Armin 72393 Burladingen (DE).
- [6] Джуроев А. Колосниковая решетка очистителя волокнистого материала. А.С. № 874776. Бюл. 1981. № 39.
- [7] Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Машиностроение, 1976. –320 с.
- [8] Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Универ У. Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. –472 с.

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности

Дата поступления
14.02.2020

Н.М. Мусаев, М.М. Муқимов, М.А. Мансурова. Ясси игнадонли фанг трикотаж машинасининг тортиши механизми конструкциясинини ишлаб чиқиши ва асослаш

Мақолада трикотаж машиналарида самарали тортиши механизми конструктив схемаси ва ишлаш принциплари келтирилган. Тортиши ролиги тебраниши амплитудасига таъсир қилувчи параметрларнинг боғлиқлик графикалари қўрилган ва параметрларни тавсия қийматлари аниқланган.

N.M. Musaev, M.M. Mukimov, M.A. Mansurova. Development of an effective and construction of the parameters of the mechanism of the take down roller of a flat knitting machine

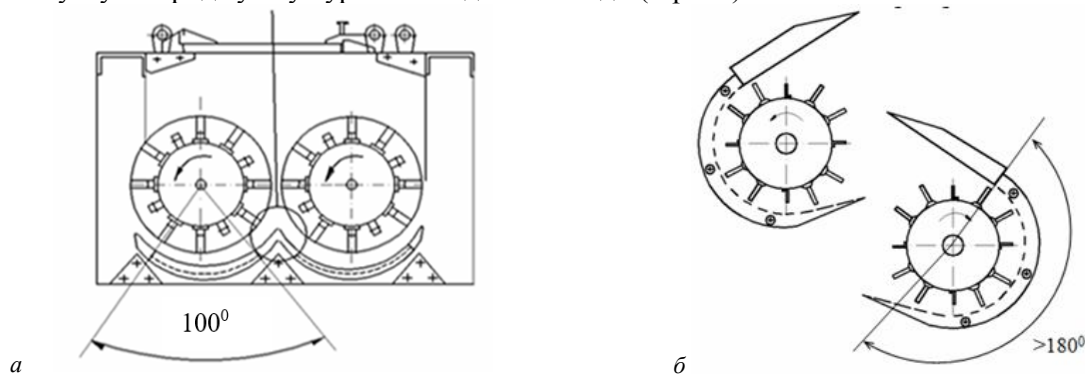
In the article provides an effective diagram and principle of operation of a pull-out device for a flat knitting machine. Based on the engineering solution to the problem, graphical dependencies of the system parameters are constructed and recommended.

УЎК 677.21.021

Б.М. МАРДОНОВ, Х.С. УСМАНОВ, Ф.Н. СИРОЖИДДИНОВ, Г.А. ЮЛДОШЕВА

ҚОЗИҚЧАЛИ БАРАБАНДА ҲАРАКАТЛАНАЁТГАН ПАХТА ОҚИМИДАГИ ИФЛОСЛИК ЗАРРАЧАЛАРИНИ АЖРАТИШ ЖАРАЕНИНИНГ НАЗАРИЙ ТАДҚИҚОТИ

Ўтказилган тадқиқотлар натижасида муаллифлар томонидан [1] пахтани майда ифлосликлардан тозалаш учун такомиллаштирилган тозалагич ускунаси таклиф этилган. Таклиф этилаётган пахта тозалаш ускунасида қозикчали барабанлари вертикал ва параллел жойлашган пахтани кетма-кет ҳаракатлантирувчи такомиллаштирилган тозалагич бўлиб, унда тўрли юза билан қозикчали барабанларни камраб олиш бурчаги 180° дан ошган, ҳамда пахта билан тўрли юзани ишқаланиш коэффиценти тозалаш жараёнида иштирок этувчи қозикчалар сонини ошиши сабабли тозалаш самарадорлиги ошишига эришилди. Мавжуд пахтани майда ифлосликлардан тозалаш ускуналарида ушбу бурчак 100° дан ошмайди (1-расм).



1-Расм. Мавжуд (а) ҳамда таклиф этилаётган (б) ускунанинг асосий ишчи органлари схемаси

Фараз қилайлик пахта оқими биринчи қозикчали барабандаги тўрли юза бўйлаб АВ йўналишида ҳаракатлансин ва қозикчалар зарба таъсирида унда ифлосликлар ажралиши жараёни амалга оширилсин. Биринчи қозикчали барабанни айланма ҳаракатидан сўнг, оқим ВС йўналишида иккинчи барабанга узатилсин, бу ораликни узатиш оралиғи деб қабул қиламиз. Бу ораликда амалда ифлослик ажратиш жараёни ҳосил бўлмайди, унда оқимнинг тезлиги, зичлиги ўзгаради. Иккинчи барабанда қозикчалар зарбаси ва оқимнинг ҳаракати сабабли унинг иккинчи томонидан (сиртидан) ифлослик ажралиш жараёни ҳосил бўлади, яъни пахта биринчи қозикчали барабан ва тўрли сирт юзаси бўйлаб ҳаракатланаётган пайтда тозалаш эффекти камроқ, иккинчи қозикчали барабан ва тўрли сирт юзаси бўйлаб ҳаракатланганда тозалаш эффекти ошади, чунки иккинчи барабанда пахта биринчи барабанга нисбатан кўпроқ титилган ҳолда, ҳамда пахта оқимининг тескари тарафидан ҳам титилиш ва тозаланиш жараёни амалга оширилади. Бу жараёни стационар ҳолатдаги схемаси 2,б - расмда келтирилган.

Барабандаги оқим параметрлари оқим тезлиги, зичлиги ва босимларни мос равишда v , ρ ва p билан белгилаймиз. Тўрли юзада оқимнинг қозикчалар билан ўзаро таъсирланиши натижасида қозикчалар томонидан оқимга босим p таъсир этилсин.

У ҳолда тўрли юза бўйлаб ҳаракатланаётган оқим $ds=Rda$ элементи учун қуйидаги Эйлер тенгламасини ёзиш мумкин:

$$v\rho \frac{dv}{d\alpha} = -\frac{dp}{d\alpha} + \rho g R \sin \alpha - RNf, \quad (1)$$

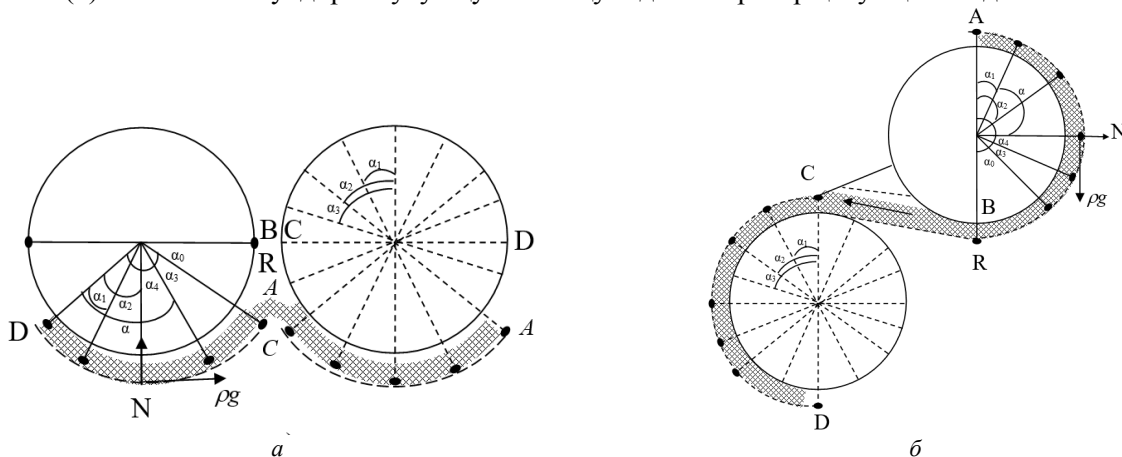
бу ерда α – кутб бурчаги; R – қозикча радиуси; f – тўрли юза ва пахта оқими орасидаги ишқаланиш коэффиценти; N – тўрли юза ҳосил бўлган нормал куч интенсивлиги бўйлаб, ушбу формула билан аниқланади:

$$N = \rho \frac{v^2}{R} + \rho g \cos \alpha . \quad (2)$$

(2) формуладаги нормал куч ифодасини (1) га қўйсак

$$v\rho \frac{dv}{d\alpha} = -\frac{dp}{d\alpha} + \rho g R(\sin \alpha + f \cos \alpha) - \rho v^2 f / R . \quad (3)$$

(3) тенгламани тўлдириш учун қўшимча қуйидаги шартлар қабул қилинади.



2-расм. Мавжуд (а) ва таклиф этилаётган (б) ускунадаги пахта оқимининг барабанлар ва тўрли юза ораси бўйлаб ҳаракат йўналиши схемаси

1. Босим билан зичлик орасидаги боғланиш, яъни ҳолат тенгламаси мавжуд бўлиши лозим. Бу тенгламада [2] ишга кўра туташ муҳитда зичлик билан босим орасида чизиқли боғланиш ўринли бўлади.

$$\rho = \rho_0 [1 + A(p - p_0)] \quad (4)$$

бу ерда ρ_0 , p_0 – пахта хом ашёсининг тозалаш зонасига киришдан олдинги ҳолатидаги зичлиги ва босими, A – тажриба асосида аниқланадиган коэффициент бўлиб бу коэффициент хом ашёни ҳажмий сиқилиш модули K га нисбатан тескари катталиқ ҳисобланади. (4) тенглик оқимнинг ҳамма зоналарида ўринли деб қабул қилинади.

2. Иккинчи шарт стационар оқимда хом ашё массасининг вақт бирлигида ўзгармаслиги бўлиб, бу шарт массанинг сақланиш қонунини ифодалайди.

$$Q_0 = \rho_0 v_0 h_0 L = \rho v h L . \quad (5)$$

Бу ерда h_0 – хом ашёсининг қалинлиги, ρ , v , h – хом ашёнинг тозалаш зонасининг ихтиёрий ёйидаги зичлиги, тезлиги ва қалинлиги. L – вал узунлиги.

Ҳисоблаш жараёнида хом ашё қалинлиги h ўзгармас деб $h = h_0$ деб қабул қиламиз.

(5) ва (6) формулалардан фойдаланиб, $A \ll 1$ бўлганда зичлик ва босимни тезлик v орқали ифодалаймиз.

$$\rho = \frac{v_0 \rho_0}{v}, \quad p = p_0 - \frac{1}{A} \left(\frac{v}{v_0} - 1 \right) \quad (6)$$

ρ ва p нинг ифодаларини (3) га қўйиб, тезлик учун қуйидаги тенгламани оламиз:

$$(1 - M^{-2}) \frac{dv}{dx} = \frac{gR}{v} (\sin \alpha + f \cos \alpha) - f v , \quad (7)$$

бу ерда $M = \frac{v_0}{c_0}$, $c_0 = \sqrt{\frac{1}{A\rho_0}}$ – хом ашёда тўлқин тарқалиш тезлиги.

(7) тенгликни v га кўпайтириб, $y = v^2(x)$ функцияга нисбатан чизиқли тенглама ҳосил қиламиз:

$$\frac{dy}{dx} + k_1 y = k_2 (\sin \alpha + f \cos \alpha) , \quad (8)$$

бу ерда $k_1 = 2fM^2 / (M^2 - 1)$, $k_2 = 2gRM^2 / (M^2 - 1)$.

Қозикчалар ўрнашган бурчакларни $\alpha = \alpha_{i-1} (i=1 \dots n)$ билан белгилаб, қозикча зарбаси натижасида оқим $\alpha = \alpha_{i-1}$ да $v = v_k$ тезликка эга бўлади деб қабул қилсак, тенгламанинг ҳар бир оралик учун ечими қуйидагича бўлади.

$$y_i = \exp[-k_1(\alpha - \alpha_{i-1})] \{v_k^2 + k_2[F(\alpha) - F(\alpha_{i-1})]\} \quad \alpha_{i-1} < \alpha < \alpha_i \quad (9)$$

Бу ерда n - қозикчалар сони, $F(\alpha) = \frac{g \operatorname{Re}^{K_1 \alpha}}{1 + K_1^2} [(K_1 f - 1) \cos \alpha + (K_1 + f) \sin \alpha]$.

Хом ашё тезлиги (9) формулага кўра $M = v_0/c_0$ сонига боғлиқ бўлади. Аэродинамикада бу сонни Ma сони деб айтилади. Ҳаво муҳитида ҳаракатланаётган жисмларнинг аэродинамик сифат кўрсаткичи шу сонга боғлиқ бўлиб, уларга таъсир этадиган ҳаво қаршилик ва аэродинамик кўтарувчи кучларнинг ҳосил бўлишида Ma сонининг аҳамияти катта аҳамиятга эга. Пахта оқими ҳаракатида бундай соннинг келиб чиқиши унинг стационар ҳаракати ва зичлик билан босим орасидаги чизикли боғланиш (4) нинг мавжудлиги натижасида бўлади. $M < 1$ ва $M > 1$ шартларида оқим тезлигининг характери ҳар хил бўлади. $M < 1$ бўлса одатда муҳитининг ҳаракатида тезланиши рўй беради, шунинг учун тезлик ошиб, (8) формулага кўра зичлик камаяди, яъни муҳит қўшимча титилади. Тозалаш зонасида ҳаракатланаётган оқимдан ифлослик заррачалари ажралиш жараёнини А.Г. Севостьянов модели [3] асосида назарий тадқиқ этамиз.

Тезлик учун олинган қуйидаги формула ёрдамида оқимдан ажралиб чиқадиган ифлосликларни аниқлаш мумкин (9).

Қозикчалар сони олтига бўлиб, улар ярим айлана бўйлаб мос равишда $\alpha_0 = 0$, $\alpha_1 = 30^\circ$, $\alpha_2 = 60^\circ$, $\alpha_3 = 90^\circ$, $\alpha_4 = 120^\circ$, $\alpha_5 = 150^\circ$, $\alpha_6 = 180^\circ$ бурчакларда ўрнатилган бўлсин. Стационар ҳолатда биринчи секцияда ҳар икки қозикча орасидаги хом ашёда ажраладиган ифлосликлар миқдорини аниқлаймиз. А.Г. Севостьянов моделига кўра ҳар бир секцияда ифлосликлар ажралиши натижасида ундаги массанинг камайиш дифференциали dm қуйидаги қонуният билан аниқланади.

$$\frac{dm}{m} = \lambda \frac{d\rho}{\rho} \quad (10)$$

Бу ерда λ тажрибавий коэффициент (10) тенгламани $\rho(\alpha_0) = \rho_0$ шартида интеграллаймиз.

$$m = m_0 (\rho / \rho_0)^\lambda, \quad (11)$$

бу ерда m_0 тозалаш зонасидаги ифлосликлардан тозаланмаган хом ашёнинг массаси. Ушбу формулани биринчи ва икинчи қозикчалар учун қўллаймиз, яъни камайган массани $m = m_1 = (\rho_1 / \rho_0)^\lambda$

белгилаб, $\alpha_0 < \alpha < \alpha_1$ интервал учун $\varepsilon_1 = 1 - \frac{m_1(\alpha)}{m_0}$ ифодани биринчи иккита қозикчалар орасидаги хом

ашёнинг тозалаш самарадорлиги деб қабул қиламиз.

Ушбу айирма $\Delta m_1 = m_0 - m_1(\alpha_1)$ нинг нисбати

$$\Delta m_1 / m_0 = 1 - \varepsilon_1(\alpha_1) \quad (12)$$

икки қозикча орасидаги ($\alpha_0 < \alpha < \alpha_1$) хом ашёдан ажралган ифлосликнинг нисбий миқдори бўлади.

Иккинчи ва учинчи қозикчалар орасидаги ($\alpha_1 < \alpha < \alpha_2$) хом ашёнинг тозалаш самарадорлиги (11) тенгламага кўра $\varepsilon_2 = \varepsilon_1(\alpha_1) \rho(\alpha) / \rho(\alpha_1)$ формула билан аниқланади.

Шу усул билан қолган қозикчалар орасидаги ажралган ифлосликларини аниқлаймиз

$$\Delta m_2 / m_0 = (m_0 - \Delta m_1) \varepsilon_2(\alpha_2) / m_0 = [1 - \varepsilon_1(\alpha_1)] \varepsilon_2(\alpha_2), \quad (13)$$

$$\Delta m_3 / m_0 = [1 - \varepsilon_1(\alpha_1)] [1 - \varepsilon_2(\alpha_2)] \varepsilon_3(\alpha_3),$$

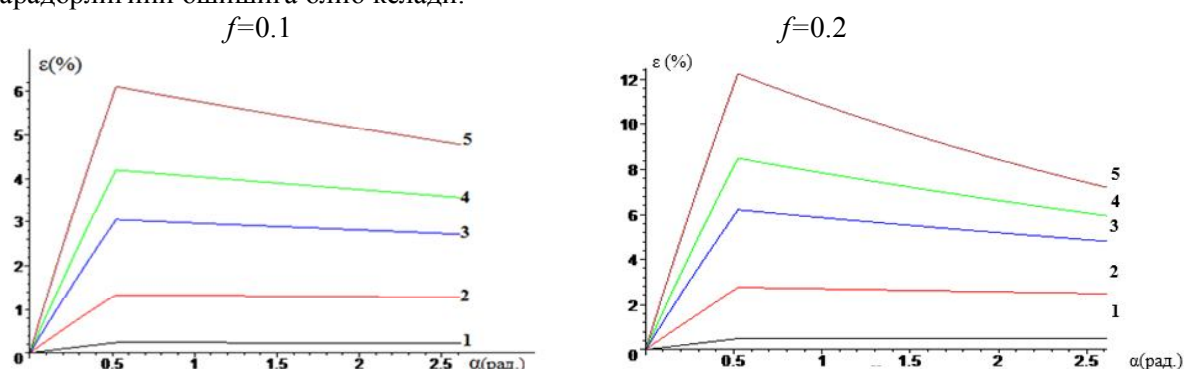
$$\Delta m_4 / m_0 = [1 - \varepsilon_1(\alpha_1)] [1 - \varepsilon_2(\alpha_2)] [1 - \varepsilon_3(\alpha_3)] \varepsilon_4(\alpha_4), \quad (14)$$

$$\Delta m_5 / m_0 = [1 - \varepsilon_1(\alpha_1)] [1 - \varepsilon_2(\alpha_2)] [1 - \varepsilon_3(\alpha_3)] [1 - \varepsilon_4(\alpha_4)] \varepsilon_5(\alpha_5),$$

$$\varepsilon_i = \varepsilon_{i-1}(\alpha_{i-1}) \rho(\alpha) / \rho(\alpha_{i-1}).$$

3-расмда самарадорлик коэффициенти ε нинг ишқаланиш коэффициенти f ва $M = v_0/c_0$ нисбатнинг ҳар хил қийматларида тозалаш ёйи бўйича тақсимланиш қонунининг графиклари келтирилган. Ҳисобларда $R = 0.2$ м, $v_k = 9$ м/с, $\lambda = 0.5$ қийматлар қабул қилинган. 3-расмда самарадорлик коэффициенти ε максимумнинг ишқаланиш коэффициенти f нинг иккита қийматида M сонига нисбатан ўзгариш графиклари келтирилган. Графиклар таҳлилидан M сонининг кичик қийматларида хом ашёдан ифлосликларнинг ажралиш жараёни асосан тозалаш ёйидаги биринчи ва иккинчи қозикчалар орасидаги хом ашёда самарали амалга ошиши, M сонининг ошиши билан тозалаш жараёни ёйининг ҳамма нукталарида давом этиши ва уларнинг интенсивлиги камайиши

мумкинлигини кузатиш мумкин. Ишқаланиш коэффициентининг ошиши биринчи зонада тозалаш самарадорлигини ошишига олиб келади.



3-расм. Самарадорлик коэффициенти ε нинг ишқаланиш коэффициенти f нинг иккита қийматида ва M сонининг ҳар хил қийматларида тозалаш ёйи бўйича тақсимланиш графиклари: 1– $M=0.3$; 2– $M=0.6$; 3– $M=0.75$; 4– $M=0.8$; 5– $M=0.85$

Биринчи ҳаракатланиш йўналиши асосан ишлаб чиқаришда кенг қўлланилади ва унинг тозалаш самарадорлиги 30–40 % га тенг. Унда хом ашё ҳар бир секцияга горизонтал йўналишда узатилиб, узатиш чегараларида пахта оқими қисман ўз тезлигини йўқотади. Бундан ташқари кўрсатилган йўналишда узатилаётган хом ашё оқими тозалаш жараёнида тўрли юзага бир томони билан контактда бўлади. Бу хусусият ускунанинг тозалаш самарадорлигига салбий таъсир этади. 2,б-расмда кўринишда келтирилган ҳаракатланиш йўналиши секциялари бир-бирига нисбатан вертикал йўналишда жойлашган бўлиб узатиш чегараларида хом ашё оқими ўз тезлигини сақлаши, баъзи ҳолларда эса ошириши мумкин.

Бундан ташқари секциялар бир-бирига нисбатан ўзаро паралел ўқда жойлашган вертикал йўналишда жойлашганлиги сабабли хом ашёни иккала томони тўрли юза билан контактда бўлиш имконияти пайдо бўлади.

Биринчи кўринишдаги (2,а - расм) ускунада тозалаш жараёнини таҳлил этамиз. Аниқлик учун тўртта секция ва ҳар бир секция ишчи зонасида мавжуд ускуналар учун 4 та ва таклиф қилинаётган ускуна учун эса 6 тадан қозикчалар ўрнатилган деб қабул қиламиз. Жараёни стационар ҳолатда давом этишини эътиборга олиб тозалаш жараёнида тўртта секция хом ашё билан тўлдирилган бўлиб, бу хом ашё биринчи секцияга узатилган оқимнинг бошланғич кесими охириги секциядан чиқиб кетишида ҳосил бўлади. Агар қозикчаларнинг бурчак тезлиги ω бўлса тозалаш жараёнининг даврий такрорланиш вақти (t), ёки секцияларга ўзаро узатиш вақти инобатга олинмаса, тўрт секцияда ҳам стационар ҳолатни такрорланиши учун $4\pi/\omega$ вақт керак бўлади. Самарадорлик коэффициентлари ёрдамида биринчи кўринишдаги тозалаш ускунасида ажратилган ифлосликларнинг нисбий миқдорини аниқлаймиз. Секцияларда ажратилган ифлосликлар нисбий миқдори қўйидаги йиғиндига тенг бўлади.

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} + M_{i4} \quad (i = 1, 2, 3, 4);$$

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} + M_{i4} + M_{i5} \quad (i = 1, 2, 3, 4, 5).$$

Ускунадан $T = 4\pi/\omega$ вақт оралиғида ажралган ифлосликларнинг нисбий миқдори ушбу йиғиндига тенг бўлади.

Мавжуд ускуналарда ажаралиб чиқаётган майда ифлосликлар йиғиндиси қўйидаги $M = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^4 M_{ij}$ тенглама асосида ва таклиф этилаётган ускунадан ажралиб чиқаётган ифлосликлар

йиғиндиси $M = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^5 M_{ij}$ тенглама асосида аниқланади.

Ҳисоблар жараёнлари қўйидаги қийматларда олиб борилган:

$$v_k = 9 \text{ м/с}, \quad R = 0.2 \text{ м}, \quad \lambda = 0.15.$$

Ҳисоблар M сонининг 4 қийматида бажарилган.

Юқорида кўрсатилганидек, бир-бирига горизонтал йўналишда жойлашган секцияларга ўтиш чегараларида оқимнинг ҳаракати пасаяди, шунинг учун бу чегараларда тезликнинг қиймати қисман камайиши мумкинлиги ҳам эътиборга олинган.

Шунинг учун ҳар бир бўлимлар учун мос равишда M нинг қуйидаги қийматларида амалга оширилди (1–2 жадвал).

1-жадвал

Ишқаланиш коэффициенти $f=0.1$ бўлганда мавжуд ҳамда таклиф этилаётган ускуналардан ажралиб чиқаётган майда ифлосликлар миқдори

M қийматлари	$f=0.1$									
	Горизонтал (мавжуд)					Вертикал (таклиф этилаётган)				
	1	2	3	4	жами	1	2	3	4	жами
0.3	0.47	0.34	0.29	0.24	1.34	0.59	0.59	0.43	0.43	2.03
0.38	0.90	0.79	0.69	0.60	2.99	1.13	1.13	0.98	0.97	4.20
0.56	2.64	2.28	2.01	1.77	8.70	3.28	3.28	2.76	2.67	11.98
0.75	11.36	9.99	7.29	4.42	33.06	13.79	13.79	8.72	7.56	43.86

2-жадвал

Ишқаланиш коэффициенти $f=0.2$ бўлганда мавжуд ҳамда таклиф этилаётган ускуналардан ажралиб чиқаётган ифлослик миқдори

M қийматлари	$f=0.2$									
	Горизонтал (мавжуд)					Вертикал (таклиф этилаётган)				
	1	2	3	4	жами	1	2	3	4	жами
0.3	0.97	0.70	0.59	0.49	2.75	1.21	1.21	0.87	0.86	4.15
0.38	1.86	1.60	1.39	1.20	6.04	2.31	2.31	1.95	1.91	8.47
0.56	5.32	4.41	3.76	3.25	16.74	6.57	6.57	5.11	4.78	23.02
0.75	21.09	15.27	9.31	6.33	51.99	24.91	24.91	11.57	8.48	69.87

Олинган натижалардан қуйидаги хулосаларни келтириш мумкин.

Пахтани майда ифлосликлардан тозалаш жараёнида “қозиқча-пахта-тўрли юза” схемасида ишқаланиш коэффициенти ошириш тозалаш самарадорлигига таъсир этилиши кузатилди.

Тозалаш жараёнида иштирок этувчи қозиқчалар сони ҳамда пахта билан тўрли юза майдонининг ошириш натижасида ускунанинг тозалаш самарадорлиги назарий таҳлиллар асосида горизонтал тозалаш усулида 36.2% га, вертикал тозалаш усулида 37.2% га ошириш кузатилди. Ишқаланиш коэффициенти $f=0.1$ ва $f=0.2$ бўлганда мос равишда горизонтал тозалаш усулида 33.06 % ва 52.0 % ҳамда вертикал тозалаш усулида эса 43.86 % ва 69.87 %ни ташкил этади.

Қозиқчали барабанлари вертикал текисликда иккита қарама-қарши ўқда жойлашган ускунада, пахтани тўрли юза билан контакт юзасининг алмашилиб узатилиши натижасида ажраляётган ифлосликлар миқдори ошгани аниқланди.

M сонини ошириш билан назарий жиҳатдан майда ифлосликлардан тозалаш жараёнидаги 1 ва 2 секцияларда тозалаш самарадорлиги кескин ошириш кузатилди ва ушбу кўрсаткич 20 – 25% ни ташкил этиши аниқланди.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Усманов Х.С., Гуляев Р.А., Лугачев А.Е. FAP 01397 Хлопкоочистительный агрегат. Патент на полезную модель. Бюлл. № 7 от 31.07.2019 г.
- [2] Хожиев М.Т., Мардонов Б.М., Сирожиддинов Ф.Н. «Пахта тозалаш жараёни моделилаштириш» ўқув қўлланма. Тошкент, 2018. – 78 с.
- [3] Севостьянов А.Г., Севостьянов П.Г. Моделирование технологических процессов. М.: Легкая промышленность. 1984. – 344 с.

Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институти

11.02.2020
қабул қилинган

Б.М.Мардонов, Х.С.Усманов, Ф.Н.Сирожиддинов, Г.А.Юлдошева. Теоретическое исследование процесса отделения сорных примесей из потока хлопка, движущегося на колковом барабане

В статье изложены результаты теоретического сравнительного анализа существующего очистителя хлопка от мелкого сора и модернизированного очистителя с вертикальными и параллельно расположенными колковыми барабанами, осуществляющими последовательное движение хлопка.

B.M. Mardonov, H.S. Usmanov, F.N. Sirojiddinov, G.A. Yuldosheva. Theoretical research of the process of separation of weed impurities from a flap of cotton moving on a single drum

The article provides a theoretical comparative analysis of the existing cotton cleaner from fine litter and a modernized cleaner with vertical and parallel spiked drums that carry out a consistent movement of cotton.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ЗВЕНЬЕВ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Эксцентрикые кулачковые механизмы получили широкое применение в современных технологических машинах, в частности, в текстильных, в станкостроении, сельхозмашиностроении и т.д. [1-3]. Эти механизмы, как правило, применяются для получения вращательного движения ведущего звена в возвратно-поступательном движении ведомого звена. Основными преимуществами эксцентрикых кулачковых механизмов являются простота изготовления и сборки; возможность регулирования величины хода ведомого звена. Отметим, что эти механизмы обладают такими недостатками, как невозможность получения движения ведомого звена с выстоями; наличие высшей кинематической пары, ограничивающей передачу нагрузок, действующих на ведомое звено. Научная литература располагает значительным числом исследованием этих механизмов, однако, практически в них не рассматривались вопросы совместного учёта кинетостатики и прочности в высшей кинематической паре этих механизмов. В связи с этим целью данной статьи является разработка аналитических выражений, учитывающих совместное изучение кинетостатики и прочности в высшей кинематической паре с учётом сил трения в направляющих толкателя.

Кинематическая схема рассматриваемого механизма приведена на рис.1,а.

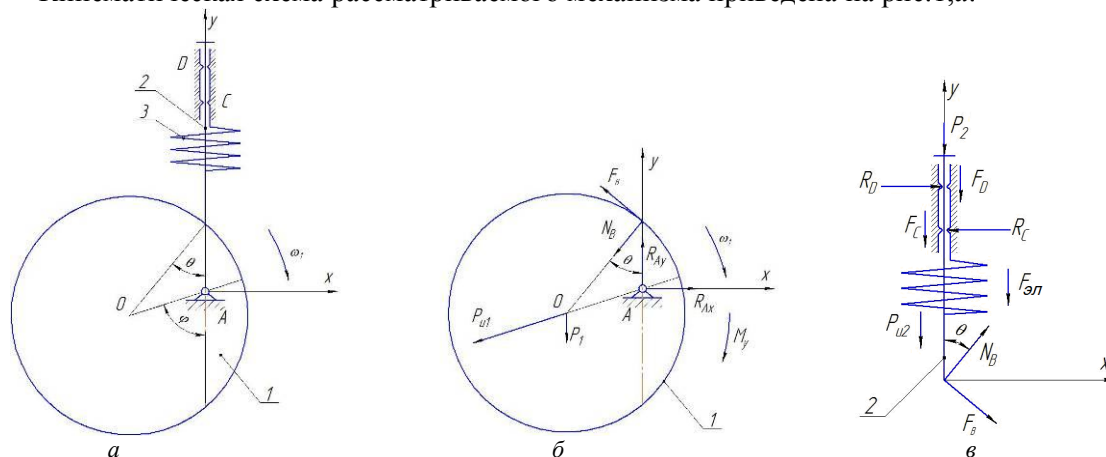


Рис. 1. Расчётные схемы эксцентриквого кулачкового механизма: 1 – кулачок, 2 – толкатель, 3 – замыкающая пружина

На рис. 1,б и 1,в представлена расчётная схема эксцентриквого кулачкового механизма, где F_B – сила сопротивления в высшей кинематической паре; N_B – нормальная реакция в высшей кинематической паре; R_C, R_D – силы реакции в направляющей толкателя; F_C, F_D – силы сопротивления; θ – угол давления; φ – угол поворота эксцентрика; ω_1 – угловая скорость эксцентрика; R_{Ax}, R_{Ay} – составляющие реакций в опоре кулачка; M_y – уравнивающий момент на валу кулачка; $F_{эл}$ – сила упругости пружины; P_{u1}, P_{u2} – силы инерции.

Кинематические характеристики толкателя эксцентриквого кулачкового механизма определяли по следующим формулам:

$$s_2(t) = -e \cos(\omega_1 t) + r \sqrt{1 - \frac{e^2 \cdot \sin^2(\omega_1 t)}{r^2}}, \quad (1)$$

$$v_2(t) = e \omega_1 \sin(\omega_1 t) - \frac{\omega_1 \cdot e^2 \cdot \sin(\omega_1 t) \cdot \cos(\omega_1 t)}{r \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\omega_1 t)}}, \quad \lambda = \frac{e}{r}, \quad (2)$$

$$a_2(t) = e \omega_1^2 \cos(\omega_1 t) - e^2 \omega_1^2 \frac{\cos^2(\omega_1 t)}{r \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\omega_1 t)}} + e^2 \omega_1^2 \frac{\sin^2(\omega_1 t)}{r \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\omega_1 t)}} - e^2 \omega_1^2 \lambda^2 \sin^2(\omega_1 t) \frac{\cos^2(\omega_1 t)}{r \cdot (1 - \lambda^2 \sin^2(\omega_1 t))^3}, \quad (3)$$

где $s_2(t)$ – перемещение толкателя; $v_2(t)$ – скорость толкателя; $a_2(t)$ – ускорения толкателя; r – радиус эксцентрика; e – эксцентриситет [1].

Угол давления высшей кинематической пары определяли по следующей формуле:

$$\theta(t) = \arcsin\left(\frac{e \sin(\omega_1 t)}{r}\right). \quad (4)$$

Важным фактором при проектировании механизмов данного класса являются относительные скольжения в высшей кинематической паре. Для этого относительная скорость между эксцентриком и толкателем определяли по выражению

$$V_B(t) = \sqrt{(\rho(t) \cdot \omega_1)^2 + v_2^2(t)}. \quad (5)$$

Рассмотрим уравнения кинетостатики для данного механизма, например, толкателя, составленные для равновесия три уравнения равновесия:

$$\begin{cases} \sum F_{xi} = 0; \\ \sum F_{yi} = 0; \\ \sum M_B(F_i) = 0; \end{cases} \quad \begin{cases} R_D - R_C + N_B \sin \theta + f_1 N_B \cos \theta = 0, \\ N_B \cos \theta - f_1 N_B \sin \theta - P_{u2} - F_{эл} - mg - F_D - F_C = 0, \\ R_C \cdot z(t) - R_D \cdot (z(t) + l) = 0, \end{cases} \quad (6)$$

где $f_1 N_B$ – сила сопротивления в высшей кинематической паре, $F_{эл} = F_0 + c \cdot s_2(t)$ – сила упругости пружины, действующей на толкатель, $P_{u2} = m \cdot a_2(t)$ – сила инерции, действующая на толкатель, m – масса толкателя.

Рассмотрим кинетостатику кулачка. Уравнения равновесия кулачка имеют следующий вид:

$$\begin{cases} \sum F_{xi} = 0; \\ \sum F_{yi} = 0; \\ \sum M_B(F_i) = 0; \end{cases} \quad \begin{cases} R_{Ax} - P_{u1} \sin \varphi - N_B \sin \theta - f_1 N_B \cos \theta = 0, \\ R_{Ay} - P_{u1} \cos \varphi - N_B \cos \theta + f_1 N_B \sin \theta = 0, \\ f_1 N_B \cos \theta \cdot s_2(t) + N_B \sin \theta \cdot s_2(t) + Mg \cdot e \sin \theta - M_y = 0, \end{cases} \quad (7)$$

где $P_{u1} = M \omega_1^2 e$ – сила инерции эксцентрика; M – масса эксцентрика.

Таким образом, кинетостатику эксцентрикового кулачкового механизма можно описать следующими системами алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} R_D - R_C + N_B \sin \theta + f_1 N_B \cos \theta = 0, \\ N_B \cos \theta - f_1 N_B \sin \theta - P_{u2} - F_{эл} - mg - F_D - F_C = 0, \\ R_C \cdot z(t) - R_D \cdot (z(t) + l) = 0, \\ R_{Ax} - P_{u1} \sin \varphi - N_B \sin \theta - f_1 N_B \cos \theta = 0, \\ R_{Ay} - P_{u1} \cos \varphi - N_B \cos \theta + f_1 N_B \sin \theta = 0, \\ f_1 N_B \cos \theta \cdot s_2(t) + N_B \sin \theta \cdot s_2(t) + Mg \cdot e \sin \theta - M_y = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Системы алгебраических уравнений (8) с учётом ускорения толкателя (3) решались на компьютере в среде MathCAD 15. По результатам расчётов определены закономерности изменения реакции в высшей кинематической паре, в опорах толкателя, в опорах кулачка, а также уравновешивающий момент на валу кулачка.

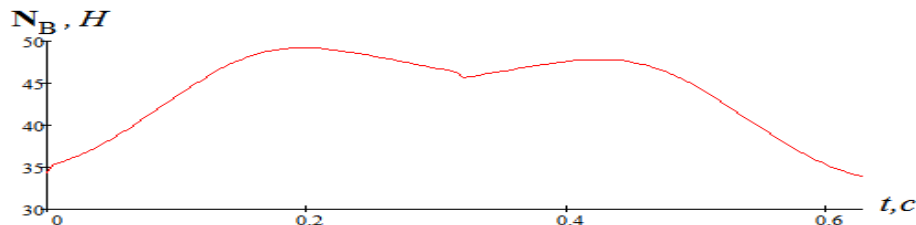


Рис. 2. График изменения реакции в высшей кинематической паре при $e=30$ мм, $r=80$ мм, $\omega_1=10$ с⁻¹

Для исследования факторов, влияющих на реакции в кинематических парах эксцентриковых кулачковых механизмов, расчёты на компьютере проводились при вариации угловой скорости эксцентрика от 10 до 20 с⁻¹ шагом в 2 с⁻¹, эксцентриситета с 30 до 60 мм шагом в 5 мм.

Закономерности изменения реакции в высшей кинематической паре при $e=30$ мм и $e=60$ мм приведены на рис. 2 и 3.

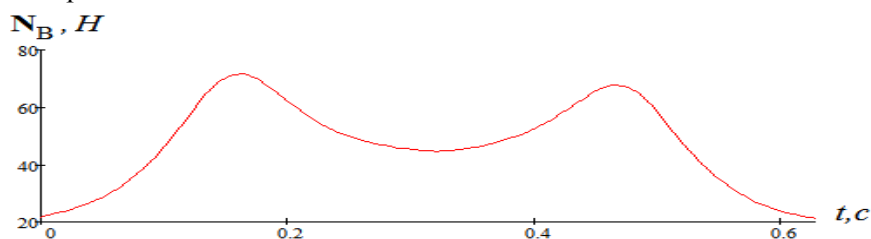


Рис. 3. График изменения реакции в высшей кинематической паре при $e=60$ мм, $r=80$ мм, $\omega_1=10$ с⁻¹

Численные значения расчётов нормальных реакции в высшей кинематической паре и в опоре кулачка приведены в таблице.

Экстремальные значения реакции получены в высшей кинематической паре и в опоре эксцентрика.

Численные значения расчётов нормальных реакций

№ п/п	$R=80$ мм $e=30$ мм						$R=80$ мм $e=60$ мм					
	$\omega, \text{с}^{-1}$	$N_B, \text{Н}$		$R_A, \text{Н}$		θ	$e, \text{мм}$	$N_B, \text{Н}$		$R_A, \text{Н}$		θ
		min	max	min	max			min	max	min	max	
1.	10	33.75	49.22	49.15	60.66	21.77	30	33.75	49.22	49.15	60.66	21.77
2.	12	33.92	49.20	50.91	61.33	21.77	35	31.24	50.1	48.3	62.43	25.6
3.	14	34.12	49.20	49.55	62.43	21.77	40	29.55	51.63	46.15	63.55	30.02
4.	16	34.63	49.23	46.69	63.94	21.77	45	27.36	55.4	45.0	65.47	33.6
5.	18	34.62	49.30	43.83	65.89	21.77	50	25.32	57.07	43.11	69.59	38.67
6.	20	34.92	49.41	40.44	68.28	21.77	60	21.05	71.51	40.03	84.65	48.58

Анализ результатов расчётов на компьютере показал, что наибольшее влияние на нагруженность кинематических пар эксцентриковых кулачковых механизмов при вариации ω_1 , e в рассматриваемых диапазонах их вариации оказывает эксцентриситет e .

Важное значение при проектировании эксцентриковых кулачковых механизмов имеет величина контактных напряжений между эксцентриком и толкателем. Контактные напряжения в высшей кинематической паре определяли по формуле

$$\sigma = \frac{0.388 \cdot N_B^{\frac{1}{3}} \cdot E_{np}^{\frac{2}{3}}}{r^{\frac{2}{3}}}, \quad (9)$$

где $E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ – приведённый модуль упругости [3].

Расчёты показали, что с увеличением эксцентриситета эксцентрика в вышеуказанном диапазоне увеличиваются контактные напряжения между толкателем и эксцентриком с 2.7 до 3.1 МПа при $E_1=E_2=210$ МПа.

Закономерности изменения контактного напряжения между толкателем и эксцентриком при $e=30$ и 60 мм приведены на рис. 4 и 5.

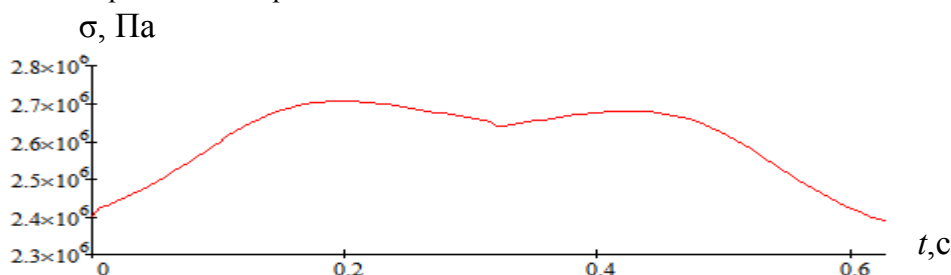


Рис. 4. График изменения контактного напряжения между толкателем и эксцентриком при $e=60$ мм, $r=80$ мм, $\omega_1=10$ с⁻¹

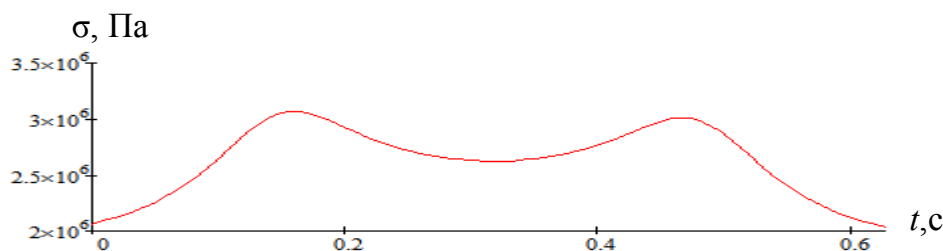


Рис. 5. График изменения контактного напряжения между толкателем и эксцентриком при $e=60$ мм, $r=80$ мм, $\omega_1=10$ с⁻¹

По результатам проведённых исследований были получены следующие научные результаты:

1. Разработана математическая модель эксцентрикового кулачкового механизма, дающая возможность производить кинетостатический расчёт механизма и определить контактные напряжения в высшей кинематической паре.

2. Математическая модель эксцентрикового кулачкового механизма была реализована на компьютере в среде MathCAD 15. По результатам расчётов получены закономерности изменения реакции в кинематических парах рассматриваемого механизма, а также контактные напряжения в паре эксцентрик – толкатель как в графической, так и в численной формах.

3. Анализ полученных результатов показал, что наибольшее влияние на нагруженность кинематических пар эксцентриковых кулачковых механизмов при вариации ω_1 , e оказывает эксцентриситет эксцентрика, в частности, увеличение эксцентриситета с 30 до 60 мм нормальных реакций в высшей кинематической паре с 49 до 71 Н.

4. Разработаны математическая модель и программа её реализации на компьютере. Полученные численные результаты могут быть использованы при проектировании эксцентриковых рабочих механизмов технологических машин, в частности, при модернизации вибростола для сепарации сыпучих материалов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Каримов Р.И., Садуллаев Ш.А., Шахобутдинов Р.Э. Кулачковые и кулачково-рычажные механизмы. Основы теории и конструкций. Монография. Ташкент: ТашГТУ, 2014. – 137 с.
- [2] Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов. 11-е., перераб. М.: Высшая школа, 2010. – 408 с.
- [3] Артоблевский И.И. Теория механизмов и машин. Учебник. М.: Транспортная компания, 2016. – 639 с.

Ташкентский государственный технический университет им. Ислама Каримова

Дата поступления
11.03.2020

Р.И. Каримов, Т.Д. Ходжибеков. Экцентрик кулачки механизмов звеноларининг зўриқишларини тадқиқ қилиш

Ушбу мақолада экцентрик кулачки механизмов звеноларининг зўриқишларини назарий тадқиқот натижалари келтирилган. Ушбу механизм учун кинематик жуфтлардаги реакциялар ва олий кинематик жуфтлардаги зўриқишларни аниқловчи математик модель тузилган. Математик модель ечимини олий MathCAD 15 дастурда амалга оширилди. Тузилган дастур кинематик жуфтлардаги контакт кучланишлар ва кинематик характеристикаларни аниқлайди. Компьютерда олинган натижаларга кўра, кинематик жуфтлардаги реакция кучлари ва контакт кучланишларнинг ўзгариш қонуниятлари график ҳамда сон қийматларида аниқланди. Экцентрик кулачки механизмининг кинематик ва динамик параметрлари таъсирларида унинг звеноларига тушадиган зўриқишлар тадқиқ қилинди. Қўрилатган механизмнинг динамик хусусиятларига энг катта таъсир кўрсатадиган омиллар аниқланди.

R.I. Karimov, T.D. Xodjibekov. Study of load of links of the excentric cam mechanism

This article presents the results of theoretical studies of the loading capacity of the links of the eccentric cam mechanism. For this mechanism, a mathematical model has been compiled that allows determining reactions in kinematic pairs and contact stresses in the highest kinematic pair of eccentric-pusher. The mathematical model is implemented on a computer in the environment of MathCAD 15. The compiled program allows determining kinetostatic characteristics and contact stresses in the highest kinematic pair. According to the results of calculations on the computer, the laws governing the changes in the reaction in kinematic pairs and contact stresses, both in graphic and numerical forms, are determined. The effects of the kinematic and dynamic parameters of the eccentric cam mechanism on the loading of its links are investigated. The factors that have the greatest influence on the dynamic characteristics of the mechanism under consideration are determined.

ВЛИЯНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ НА КИНЕМАТИКУ РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ АППАРАТА

Как известно, на современных вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машинах приводные ролики шпинделей барабанов в рабочей камере уборочного аппарата, взаимодействуя с гибкими неподвижными ремнями наружного расположения, совершают гипоциклическое вращательное движение [1, 2]. Следовательно, направления вращения барабана и шпинделя здесь противоположные, что способствует при сборе хлопка дополнительному наклонению растения хлопчатника в направлении движения машины и снижению агротехнических показателей работы. Чтобы компенсировать данный нежелательный процесс, исследователи рекомендовали увеличить опережение барабана [3, 4], что в свою очередь приводит к повышению частоты вращения шпинделя и линейной скорости отдельных точек на его поверхности. Последняя, превышая допустимое значение скорости наматывания хлопка на шпиндель, приводит к разрывам долек хлопка - сырца на части и летучки.

В связи с внедрением на хлопковых полях способов разового сбора урожая с применением вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин необходимо разработать приспособленный к нему уборочный аппарат. Поэтому целью статьи является исследование влияния изменения направления вращения шпинделей в рабочей камере на кинематические параметры работы уборочного аппарата. Это направление является одним из потенциалов, повышающих эффективность рассматриваемого уборочного аппарата. Поэтому к нему было обращено внимание разработчика теории активности шпинделей М.В. Сабликова, исследователей З.Х. Иззатова, Л.М. Розенблюма и др. [5–8].

Способ разового сбора хлопка при наименьших проходах машин по междурядьям его посева требует выполнения исследований по расширению технологической возможности современных вертикально-шпиндельных аппаратов.

Таким образом, разработка технологической схемы уборочного аппарата с одинаковым направлением вращения барабанов и их шпинделей позволяет расширить резервы эффективности работы современных вертикально-шпиндельных машин.

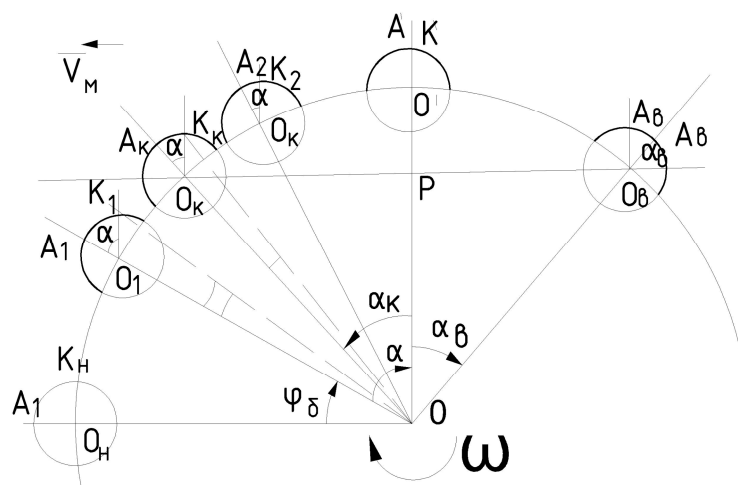


Рис. 1. Кинематическая схема барабана с различными направлениями вращения шпинделей

На рис.1 приведена расчетная схема шпиндельного барабана с гипо- и эпициклическими направлениями движения шпинделей. При движении хлопкоуборочной машины со скоростью $\vec{V}_m$ по рядкам хлопчатника шпиндельные барабаны с определенными опережениями вращаются со скоростью ω в обратную сторону, и шпиндели со скоростью $\omega_1 = \omega_{1Г}$ при гипоциклическом приводе (или $\omega_1 = \omega_{1Э}$ при эпициклическом приводе), вращаясь вокруг собственной оси вместе с бараба-

ном, взаимодействуют с кустами хлопчатника (на рис.1 – выделенная линия зубчатой поверхности шпинделя). Исследования кинематики двух характерных точек А и К на поверхности шпинделя позволяют в определенной степени оценить эффективность работы шпиндельного барабана в рабочей камере аппарата.

Как известно [1, 9], точки на поверхности шпинделя совершают сложные плоскопараллельные движения. В работе [10] нами была составлена система параметрических уравнений, определяющих положение любой точки на поверхности шпинделя, и получена формула для расчета ее абсолютной скорости при неподвижном захватывающем элементе в виде

$$V_{аб.} = \sqrt{V^2 + U^2 + V_M^2 - 2[V \cdot U \cos(\omega_1 t - \varphi) + V \cdot V_M \sin(\Omega t - \varphi) + V_M \cdot U \sin \omega t]}, \quad (1)$$

где $V = r \cdot \Omega$ – линейная скорость точки на шпинделе относительно куста хлопчатника, м/с; $U = R \cdot \omega$ – линейная скорость центра шпинделя на барабане, м/с; V_M – скорость движения машины, м/с; r – радиус окружности сечения шпинделя, м; R – радиус барабана по окружности центров расположения шпинделей, м; $\Omega = \omega \pm \omega_1$ – при соответствующем приводе ролика абсолютная угловая скорость вращения шпинделя вокруг собственной оси, $с^{-1}$; ω – угловая скорость (частота вращения) вращения барабана, $с^{-1}$; $\omega_1 = \omega_{1Г}$ или $\omega_1 = \omega_{1Э}$ – угловая скорость вращения шпинделя относительно собственной оси при гипоциклическом $\omega_{1Г}$ или эпициклическом $\omega_{1Э}$ в приводах роликов, $с^{-1}$; φ – начальное положение точки на шпинделе, рад; t – текущее время, с.

Как отмечалось, захват куста с коробочками хлопчатника шпиндельными барабанами в уборочном аппарате связан точками А и К на поверхности шпинделя (см. рис.1). Подставляя их начальные координаты и при этом учитывая коллинеарность (или компланарность) векторов $\vec{V}$ и $\vec{V}_M$ (для точки К), $\vec{U}$ и $\vec{V}$ (для точки А) при $\varphi = 0^\circ$ на основе формулы (1), получим выражения для расчета модулей абсолютных скоростей этих точек в виде

$$V_{аб. А(К)} = \sqrt{U^2 + V^2 - 2U \cdot V \sin \omega t}, \quad (2)$$

и направляющих косинусов этих векторов:

$$\cos \beta = \frac{|V_1 - V_M \sin \omega t|}{V_{аб. А(К)}}. \quad (3)$$

Следует заметить, что $\cos \beta$ не зависит от направления вращения шпинделя в рабочей камере аппарата, поэтому в числителе выражения (3) принято абсолютное значение разницы между входящими величинами. Исходя из выражения (2), модуль абсолютной скорости точки А равен

$$V_{аб. А} = \sqrt{U_A^2 + V_M^2 - 2U_A \cdot V_M \sin \omega t}, \quad (4)$$

а для точки К

$$V_{аб. К} = \sqrt{U_K^2 + V^2 - 2U_K \cdot V \sin \omega t}, \quad (5)$$

где $U_A = U \mp V_{ш} = R \cdot \omega \mp r \cdot \Omega$ (векторы скоростей барабана $\vec{U}$ и шпинделя $\vec{V}_{ш}$ лежат на касательной к окружности сечения шпинделя в точке А); $U_K = \omega \cdot OK_1 = \omega \cdot \sqrt{R^2 + r^2 + 2R \cdot r \sin \omega t}$ и $V = V_M \mp V_{ш}$ (векторы скоростей $\vec{V}_M$ и $\vec{V}_{ш}$ в точке К лежат на касательной к шпинделю в точке К), где знак « $\mp$ » учитывает направление вращения шпинделей в рабочей камере аппарата.

Как известно [9, 12], скорости вращения шпинделя ω_1 ($\omega_{1Г}$ или $\omega_{1Э}$) и барабана ω взаимосвязаны через передаточное число, т.е. $\omega_1 = i \cdot \omega$ (где $i = R/r_k$, r_k – радиус качения ролика по ремню привода шпинделя). Значение ω_1 ограничивается скоростью наматывания хлопка без разрывов на поверхность шпинделя, т.е. $\omega_1 = V_H/r$. По данным исследователей [3, 11], V_H для различных сортов хлопчатника изменяется в пределах 1.65–1.85 м/с. Принимая наименьшее значение $V_H = 1.65$ м/с при заданном $r = 14$ мм, частота вращения шпинделя будет равна $\omega_1 \approx 118.0$ $с^{-1}$. Основываясь на данные А.Д. Глуценко [12], радиус качения ролика примем равным $r_k = 13$ мм, тогда $i = 11.23$ и $\omega = \omega_1/i = 10.5$ $с^{-1}$ (т.е. $n_0 = 100$ мин $^{-1}$). Подставляя эти значения в (4) и (5), и с учетом соответствующих заданных направлений вращения шпинделей в рабочей камере уборочного аппарата, получим нижеследующие расчетные формулы для модулей абсолютных скоростей точки А при гипоциклическом приводе шпинделей (существующая кинематическая схема) в виде

$$V_{аб.А}^Г = \sqrt{1.367 - 0.066 \cdot \sin \omega t}, \quad (6)$$

где при определении угла β в формуле (3) V_1 для данной точки будет равно $V_1 = U_A$, а при эпициклическом приводе шпинделей

$$V_{аб.А}^Э = \sqrt{12.471 - 7.797 \cdot \sin \omega t}, \quad (7)$$

где V_1 в формуле (3) для данной точки будет равно $V_1 = U_K$.

При заданных геометрических ($R, r, r_k, \varphi = \omega t$), кинематических параметрах (V_m, i, ω, ω_1) и $V_{ш} > V_m$, характеризующее надежный захват хлопка шпинделем, получены соответствующие расчетные формулы для определения абсолютной скорости точки K также и при эпициклическом приводе шпинделей. На основе формул (6) и (7) построены графики изменения абсолютных скоростей точек A и K в зависимости от угла поворота барабана $\varphi_6 = \omega t$ (рис. 2, а), а также график изменения направляющего угла $\beta = \beta(\varphi)$ вектора $\vec{V}_{об}$ точки A (рис. 2, б).

Анализируя графики (рис. 2, а), можно заметить, что при гипоциклическом приводе шпинделей абсолютная скорость точки A изменяется в пределах от 1.14 до 1.16 м/с, а точки K – от 1.14 до 2.85 м/с, и они лежат по направлению вектора $\vec{V}_m$ (скорости движения машины) и способствуют выталкиванию кустов хлопчатника из рабочей камеры. При эпициклическом приводе скорости этих точек изменяются в пределах 2.16–3.23 и 2.16–1.76 м/с, направлены во внутрь рабочей камеры (т.е. против вектора $\vec{V}_m$) и способствуют лучшему захвату кустов хлопчатника. График изменения направляющего угла β абсолютной скорости точки A показывает, что только после угла захода $\varphi_6 = \omega t > 30^\circ$ шпинделя в рабочую камеру при гипоциклическом приводе следует ожидать начало захвата шпинделем хлопка из коробочек, в то время как при эпициклическом приводе направляющий угол всегда меньше, чем допустимый $\beta_{дон.} = 70^\circ$ [5, 10].

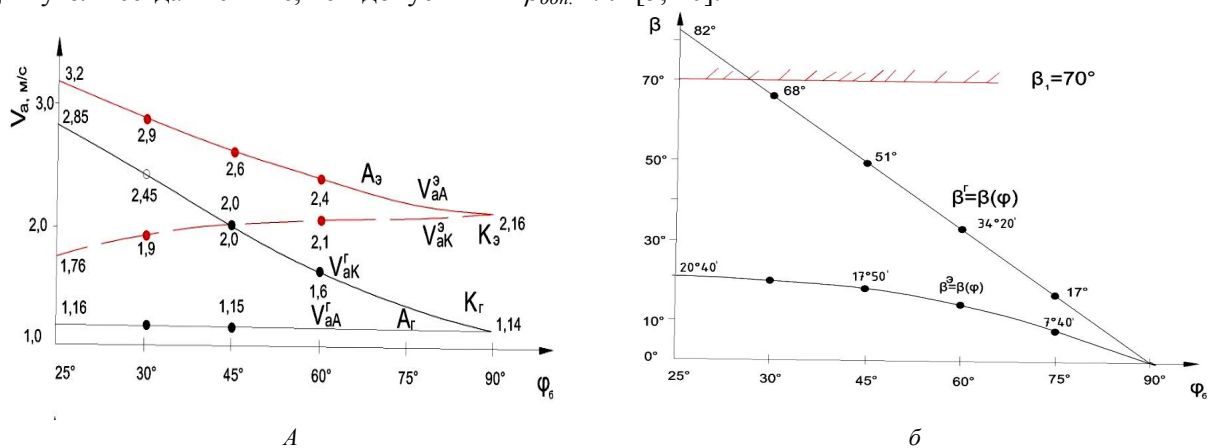


Рис.2. Графики изменения абсолютных скоростей точек A и K шпинделя при различном направлении его вращения и направляющего угла β вектора $\vec{V}_{об}$ точки A в зависимости от угла поворота барабана

Следовательно, применение эпициклического привода шпинделей в рабочей камере вертикально-шпиндельного уборочного аппарата способствует улучшению захвата кустов хлопчатника и в конечном итоге повышению эффективности работы хлопкоуборочной машины.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Усманходжаев Х.Х. Теория механизмов и производительность хлопкоуборочных машин. Ташкент: Фан 1990. – 138с.
- [2] Матчанов Р.Д. Хлопкоуборочные машины 1929–2010 гг. Ташкент: Fan va texnologiyalari, 2013. – 352с.
- [3] Шполянский Д.М. Технологические основы параметров рабочих органов и схем хлопкоуборочных машин. Ташкент: Мехнат, 1985. – 256с.
- [4] Абдазимов А.Д. Научно-технические основы повышения эффективности хлопкоуборочных машин управлением параметрами процесса сбора и уборочного аппарата: Автореф. дис докт. техн. наук. Ташкент, 2007. – 34с.
- [5] Сабликов М.В. Исследование шпиндельных аппаратов хлопкоуборочных машин. Ташкент: Госиздат РУз, 1959. – 184с.
- [6] Иззатов З.Х. Влияние направления вращения рабочих органов аппарата на процесс сема хлопка со шпинделей // Хлопкоуборочные машины: Теория и расчет. Ташкент: Фан, 1968. С. 46–55.
- [7] А.с. 247684 SU. Вертикально-шпиндельный хлопкоуборочный аппарат. Авторы изобрет.: Зарубин. Г.А., Чечель. С.С., Розенблум. Оpubл. Б.И. 1969. № 22.

- [8] Баракаев Н.Р., Ризаев А.А. Исследование кинематики шпинделей при одинаковом направлении их вращения с барабаном в уборочном аппарате // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент. 1997. № 6. С. 42–47.
- [9] Файзиев И.Х. Определение повернутых скоростей шпинделя хлопкоуборочной машины в различных масштабах / Кинематика и динамика механизмов хлопкоуборочной машины. Ташкент: Фан, 1966. С. 12–24.
- [10] Глущенко А.Д., Ризаев А.А. Моделирование динамики взаимодействий долек хлопка и шпинделей в хлопкоуборочных аппаратах. Ташкент: Фан, 1995. – 131с.
- [11] Абдазизов Т. Обоснование основных параметров хлопкоуборочного аппарата, оснащенного ступенчатыми шпинделями: Автореф. дис канд. техн. наук. Ташкент, 1989. – 17 с.
- [12] Глущенко А.Д. Динамика механизмов привода уборочных аппаратов хлопкоуборочных машин. Ташкент: Фан, 1985. – 154 с.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
28.05.2020

А.А. Ризаев, С. Усаров, А.Т. Йулдашев, Н.Б. Джурсаева, А. Хунаров. Терим аппарати ишичи камераси кинематикасига шпиндел айланиа ҳаракати йўналишининг таъсири

Мақола шпиндел юзасидаги нуқталар кинематик параметрларига унинг ҳаракатланувчи ролиги гипо ва эпициклик айланишларини эътиборга олиб ҳисоблаш услубига бағишланган.

A.A. Rizaev, S. Usarov, A.T. Yuldashev, N.B. Djuraeva, A. Khunarov. The influence of the direction of rotation of the spindle on the kinematics of the working chamber of the apparatus.

The article is devoted to the development of a methodology for calculating the kinematic parameters of the most characteristic spindle points for hypo and epicyclical roller drives in the working chamber of a vertically spindle harvester.

УДК 621.33.02

В.М. ТУРДАЛИЕВ, Г.У. МАХКАМОВ

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ СЕМЯН ЛУКА ПОСЛЕ ВЫБРОСА ИЗ ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА

Основной задачей усовершенствования процессов и рабочих органов сельскохозяйственных машин является повышение урожайности сельскохозяйственных культур. Посев семян служит важнейшим этапом возделывания сельскохозяйственных культур. Посев должен обеспечить наиболее благоприятные условия для прорастания семян и их дальнейшего развития, что способствует увеличению полевой всхожести и урожайности сельскохозяйственных культур. Однако в полевых условиях трудно обеспечить штучный посев и определить заделки мелкосеменных овощных культур.

Семена со средним диаметром менее 3 мм, характерно для большинства овощей, цветов и рапса, таких как помидоры, перец, редька, морковь и другие овощей, с плоскими и ворсистыми поверхностями. Поэтому сложно разработать точную сеялку для мелкосеменных культур. В соответствии с сельскохозяйственными требованиями, точный посев может обеспечить наиболее рациональное распределение семян в поле [1]. Оптимальное развитие растений требует оптимальной посадочной площади для каждого отдельного растения. Точность посева семян, равномерное расстояние между растениями, одинаковая глубина посева и лучшие условия для роста и развития семян могут сэкономить много семян и обеспечить стабильный и высокий урожай сельскохозяйственных культур [2, 3].

В литературе [4] рассматривается влияние различных факторов на равномерность посева. Обосновано, что высота сбрасывания семян в 8 мм неизменно обеспечивает лучшую структуру посева, чем высота сбрасывания 15 мм с точной вакуумной сеялкой. Они рекомендовали, чтобы дозирующее устройство на сеялке было расположено как можно ниже, и чтобы семена свободно падали на дно траншеи для почвы. Показано, что изменчивость расстояния между семенами с помощью точной вакуумной сеялки увеличивается с повышением скорости движения вперед и что прямая скорость в 1 м/с обеспечивает лучшую структуру посева, чем скорость 1.5 и 2.0 м/с для точного высева семян дыни и огурца.

Согласно анализу результатов исследования, основными факторами, оказывающими влияние на равномерность размещения семян, являются следующие: качество дозирования семян высевным аппаратом; стабильность времени полета и траектории семян от выбросного окна до дна бороздки; перераспределение семян после удара о почву.

В исследованиях большое внимание уделяется обоснованию угла заземления и месту постановки выталкивателя, так как от этих параметров зависит дробление семян, скорость и направления полёта. В ячейках механического высевающего аппарата семена располагаются свободно и могут выбрасываться без выталкивателя. Отмечается существенное различие траекторий и скоростей полета у семян, выброшенных выталкивателем и вышедших свободно. Исходя из анализа исследования можно перейти на свободную разгрузку ячеек, при которой исключается негативное влияние выталкивателя на траекторию полета семян и уменьшается их дробление.

Нами теоретическим методом были изучены полет и траектория семян от выбросного окна до дна бороздки. Семена лука при выходе из высевающего аппарата имеют начальную скорость v_0 , так как движение передается из опорного колеса с помощью цепной передачи в высевающий аппарат. При этом принимаем начальную скорость v_0 семян лука равной линейной скорости высевающего аппарата.

Движение семян лука исследовано следующим образом (рис. 1). Если учитывать сопротивление воздуха при изучении движения семян лука по рис.1, уравнения движения семян примут вид

$$m\ddot{x} = -R_x, \quad (1)$$

$$m\ddot{y} = G - R_y, \quad (2)$$

где m – масса семян лука, кг; R_x – сила сопротивления воздуха, Н; G – сила тяжести, Н.

Силы тяжести и сопротивления воздуха определим следующим образом:

$$G = mg, \quad (3)$$

$$R_x = \frac{1}{2} \mu \zeta S v^2, \quad (4)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 . μ – коэффициент сопротивления в зависимости от формы тела; ζ – плотность воздуха, кг/м^3 ; S – миделлярная поверхность семян лука, м^2 ; v – скорость семян лука, м/с .

Учитывая (3) и (4), напомним систему уравнений (1) и (2) следующим образом:

$$m\ddot{x} = -\frac{1}{2} \mu \zeta S v^2, \quad (5)$$

$$m\ddot{y} = mg - \frac{1}{2} \mu \zeta S v^2. \quad (6)$$

Определим движения семян лука по оси X с помощью уравнения (5). Учитывая, что $\dot{x} = v_x(t)$, запишем уравнение (5)

$$m v'_x = -\frac{1}{2} \mu \zeta S v_x^2. \quad (7)$$

Разделив две стороны уравнение (7) на массу лука, получим следующую

$$\frac{dv_x}{v_x^2} = -\frac{\mu \zeta S}{2m} dt. \quad (8)$$

Для определения скорости семян лука по оси x , интегрируем уравнение (8) один раз

$$-\frac{1}{v} = -\frac{\mu \zeta S}{2m} t + C_1. \quad (9)$$

При $t=0$, $x=0$ и $\dot{x}(0) = v_{0x}$. Тогда $C_1 = \frac{1}{v_0}$ и уравнение (9) образует следующий вид

$$\frac{1}{v} = \frac{\mu \zeta S v_{0x} t + 2m}{2m v_{0x}}. \quad (10)$$

Из уравнение (10) найдем

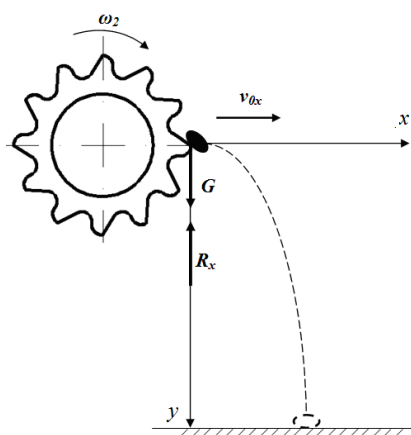


Рис. 1. Схема для определения траекторий движения семян лука при выбросе

$$v_x = \dot{x}(t) = \frac{2mv_{0x}}{\mu\zeta S v_{0x} t + 2m}. \quad (11)$$

Для определения перемещения семян лука по оси x , интегрируем уравнение (11) один раз и получим

$$x = \frac{2mv_{0x}}{\mu\zeta S v_{0x}} \ln(\mu\zeta S v_{0x} t + 2m) + C_2. \quad (12)$$

При $t=0, x=0$. Поэтому

$$C_2 = -\frac{2m}{\mu\zeta S} \ln(2m). \quad (13)$$

С учетом уравнения (13) можно записать уравнение (12) в следующем виде:

$$x = \frac{2m}{\mu\zeta S} \ln(\mu\zeta S v_{0x} t + 2m) - \frac{2m}{\mu\zeta S} \ln(2m). \quad (14)$$

Учитывая, что $\ln(x + \Delta x) - \ln(x) = \ln \frac{x + \Delta x}{x}$, уравнение (14) примет вид

$$x = \frac{2m}{\mu\zeta S} \ln\left(\frac{\mu\zeta S v_{0x} t}{2m} + 1\right). \quad (15)$$

Определим движение семян лука по оси y с помощью уравнения (6). Для упрощения уравнения разделим две стороны на массу m семян лука. При этом получим

$$\ddot{y} = g - \frac{1}{2m} \mu\zeta S \dot{y}^2. \quad (16)$$

Если учитывать, что $\dot{y} = v_y(t)$, а также для удобства решения задачи добавим, что $\frac{\mu\zeta S}{2m} = A^2$. При этом уравнение (16) примет вид

$$v'_y = \frac{dv_y}{dt} = g - A^2 v_y^2. \quad (17)$$

Из уравнения (17) определим dt

$$dt = \frac{dv_y}{g - A^2 v_y^2}. \quad (18)$$

Отсюда

$$\int \frac{dv_y}{g - (Av_y)^2} = t + \ln C_3. \quad (19)$$

Учитывая, что $\int \frac{dx}{a^2 - x^2} = \frac{1}{2a} \ln \frac{a+x}{a-x}$, запишем уравнение (19) следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2A\sqrt{g}} \ln \frac{\sqrt{g} + Av_y}{\sqrt{g} - Av_y} &= t + \ln C_3 \rightarrow \frac{\sqrt{g} + Av_y}{\sqrt{g} - Av_y} = C_3 e^{2At\sqrt{g}}; \\ \sqrt{g} + Av_y &= C_3 \sqrt{g} e^{2At\sqrt{g}} - C_3 Av_y e^{2At\sqrt{g}} \rightarrow Av_y (1 + C_3 e^{2At\sqrt{g}}) = C_3 \sqrt{g} e^{2At\sqrt{g}} - \sqrt{g}; \\ v_y &= \frac{\sqrt{g}}{A} \cdot \frac{C_3 e^{2At\sqrt{g}} - 1}{C_3 e^{2At\sqrt{g}} + 1} \quad \text{или} \quad v_y = \frac{\sqrt{g}}{A} \cdot \frac{e^{2At\sqrt{g}} - C_3}{e^{2At\sqrt{g}} + C_3}. \end{aligned} \quad (20)$$

Так как $t=0, y=0$ и $\dot{y}(0) = v_{y0} = 0$, то $C_3 = 1$. Поэтому уравнение (20) примет такой вид:

$$v_y = \frac{\sqrt{g}}{A} \cdot \frac{e^{2At\sqrt{g}} - 1}{e^{2At\sqrt{g}} + 1}. \quad (21)$$

Для решения задачи умножим правую сторону уравнения (21) на $e^{-At\sqrt{g}}$. Тогда

$$v_y = \frac{\sqrt{g}}{A} \cdot \frac{e^{At\sqrt{g}} - e^{-At\sqrt{g}}}{e^{At\sqrt{g}} + e^{-At\sqrt{g}}} \quad (22)$$

Учитывая гиперболические функции, получим $shx = \frac{e^x - e^{-x}}{2}$, $chx = \frac{e^x + e^{-x}}{2}$ и $thx = \frac{shx}{chx} = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}}$.

Определим скорость

$$v_y = \dot{y}(t) = \frac{\sqrt{g}}{A} \cdot th(At\sqrt{g}) \quad (23)$$

Для определения перемещения семян лука по оси Y, проинтегрируем уравнение (22) один раз и получим

$$y(t) = \frac{\sqrt{g}}{A} \int th(At\sqrt{g}) dt + C_4 \quad \text{или} \quad y(t) = \frac{\sqrt{g}}{A} \int \frac{sh(At\sqrt{g})}{ch(At\sqrt{g})} dt + C_4 \quad (24)$$

Учитывая, что $(shx)' = chx$, уравнение (24) примет вид

$$y(t) = \frac{\sqrt{g}}{A} \frac{1}{A\sqrt{g}} \int \frac{dch(At\sqrt{g})}{ch(At\sqrt{g})} + C_4 = \frac{1}{A^2} \ln ch(At\sqrt{g}) + C_4 \quad (25)$$

При $t=0$, $y=0$ и $ch(A0\sqrt{g}) = \frac{e^0 + e^0}{2} = 1$. Тогда $C_4 = 0$ и уравнение (25) будет иметь следующий вид:

$$y = \frac{2m}{\mu \zeta S} \ln ch \left(\sqrt{\frac{\mu \zeta S g}{2m}} t \right) \quad (26)$$

Для определения перемещения семян лука по осям x и y решим уравнения (15) и (26) численным методом в программе «MathCAD». Решение осуществлялось при следующих численных значениях параметров: $m=0.0035$ кг; $v_{x0}=(1.4; 2.1; 2.8)$ м/с; $\mu=0.25$ (температура окружающей среды при 10–15 °С); $\zeta=1.25$ кг/м³; $S=0.0006$ м²; $g=9.8$ м/с²; $t \in [0; 21]$ с.

На основе численных решений уравнений (15) и (26) получены траектории семян лука на соответствующих осях (рис. 2). Как установлено, траектория полета семян изменится по законам параболы, а с увеличением начальных скоростей семян возрастет значение x и y по нелинейной закономерности. Это объясняется тем, что начальная скорость семян непосредственно действует на полет семян.

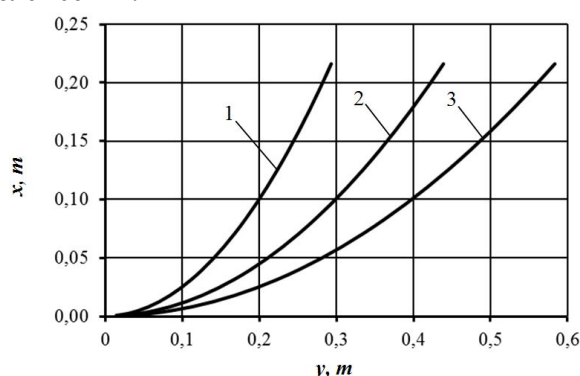


Рис. 2. Траектория падения семян лука при выбросе из высеваче-го аппарата: 1 – $v_{ox}=1.4$ м/с; 2 – $v_{ox}=2.1$ м/с; 3 – $v_{ox}=2.8$ м/с

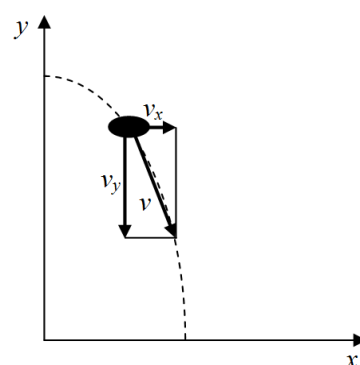


Рис. 3. Схема для определения скорости падения семян

Если начальная скорость семян составит 1.4 м/с, тогда полет лука по оси x будет до 3 см, по оси y – 2.1 см. Так, при начальной скорости 2.8 м/с полет лука по оси x будет до 6 см, по оси y – 2.1 см. Семян лука с момента выпадения из ячейки высеваче-го диска до момента соприкосновения с дном борозды находится в состоянии свободного падения. Скорость падения семян v в момент удара о дно борозды по исследованиям определим по рис. 3 следующим образом:

скорость падения семян v :

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}. \quad (27)$$

С учетом уравнений (11) и (23), можно записать уравнение (27) в виде

$$v = \sqrt{\frac{4(mv_{x0})^2}{(\mu\zeta S v_{x0} t)^2 + 2m\mu\zeta S v_{x0} t + 4m^2} + \frac{2mg}{\mu\zeta S} \operatorname{th}\left(\sqrt{\frac{\mu\zeta S g}{2m}} t\right)}. \quad (28)$$

Рассмотрим соударение семян лука с почвой как на рис. 4. По теории удара известно, что коэффициент восстановления вычисляется по формуле [5]

$$k = \frac{u}{v} = \sqrt{\frac{h_2}{h_1}}, \quad (29)$$

где h_1 – высота падения семян лука, м; h_2 – высота отскока семян лука после удара, м.

Найдем высоту установки высевающего аппарата

$$h_1 = \frac{h_2}{k^2}. \quad (30)$$

Для численного решения выражения (30), учитывая, что глубина заделки семян лука находится в пределах 1.5–2 см [6], принимаем условия, чтобы высота отскока семян не превышала 1.5 см, а коэффициент восстановления был в пределах $k=0.44\pm 0.11$. На основе численного решения выражения (30) построена графическая зависимость коэффициента восстановления от высоты установки высевающего аппарата. Как видно из графика рис. 5, чтобы семена оставались на дне борозды при посеве высота установки высевающего аппарата не должна превышать 17 см.

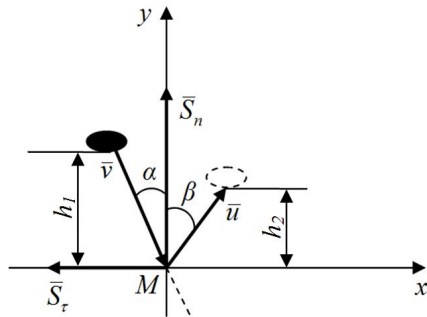


Рис. 4. Схема для изучения соударения семян лука с почвой

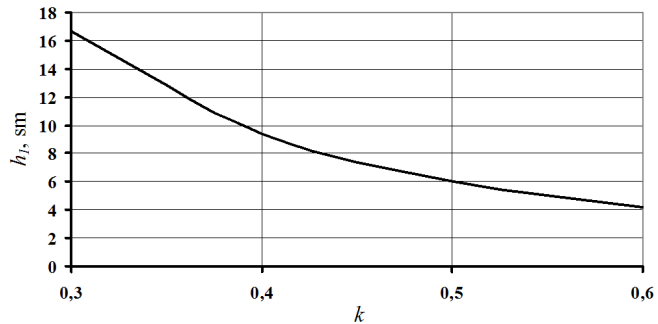


Рис. 5. Графическая зависимость коэффициента восстановления от высоты установки высевающего аппарата

Рассмотрим процесс соударения семян с почвой. Определим количество массы семян во время движения при ударе в векторной форме следующим образом [5]:

$$m(\bar{u} - \bar{v}) = \bar{S}, \quad (31)$$

где m – масса семян лука, кг; u – скорость семян лука после удара, м/с; v – скорость семян лука до удара, м/с.

Найдем проекцию уравнения (31) на оси координатной системы

$$\begin{cases} m(u \sin \beta - v \sin \alpha) = -S_\tau, \\ m(u \cos \beta + v \cos \alpha) = S_n. \end{cases} \quad (32)$$

С учетом уравнений (29) и (32) определим коэффициент восстановления при ударе

$$k = -\frac{u \cos \beta}{-v \cos \alpha}, \quad (33)$$

из которого следует равенство

$$kv \cos \alpha = u \cos \beta. \quad (34)$$

Из второго уравнения системы (32) определяется нормальная составляющая ударного импульса, равная

$$S_n = mv(k + 1) \cos \alpha. \quad (35)$$

На основе гипотезы Рауса, что касательная и нормальная составляющие ударного импульса связаны коэффициентом ударного трения скольжения, подобному коэффициенту трения скольжения в случае конечных сил, будет иметь место формула Рауса [5]

$$S_{\tau} = f_d S_n, \quad (36)$$

где S_{τ} – касательная составляющая ударного импульса, кгм/с; S_n – нормальная составляющая ударного импульса, кгм/с; f_d – коэффициент ударного трения скольжения.

Тогда касательная составляющая ударного импульса будет равна

$$S_{\tau} = f_d m v (k+1) \cos \alpha. \quad (37)$$

Подставив (37) в первое уравнение системы (32), получим

$$m(u \sin \beta - v \sin \alpha) = -f_d m v (k+1) \cos \alpha. \quad (38)$$

Разделив две стороны уравнения (38) на массу m семян лука, получим

$$u \sin \beta = v(\sin \alpha - f_d (k+1) \cos \alpha). \quad (39)$$

Для определения скорости семян лука после удара образуем систему уравнений

$$\begin{cases} u \cos \beta = k v \cos \alpha, \\ u \sin \beta = v(\sin \alpha - f_d (k+1) \cos \alpha). \end{cases} \quad (40)$$

Из системы уравнений (40) следует равенство

$$u^2 (\cos^2 \beta + \sin^2 \beta) = v^2 (k^2 \cos^2 \alpha + (\sin \alpha - f_d (k+1) \cos \alpha)^2). \quad (41)$$

Учитывая, что $\cos^2 \beta + \sin^2 \beta = 1$, из уравнения (41) найдем u

$$u = v \sqrt{k^2 \cos^2 \alpha + (\sin \alpha - f_d (k+1) \cos \alpha)^2}. \quad (42)$$

Для определения угла β из системы уравнений (40) следует еще одно равенство

$$\frac{u \cos \beta}{u \sin \beta} = \frac{k v \cos \alpha}{v(\sin \alpha - f_d (k+1) \cos \alpha)}. \quad (43)$$

Учитывая, что $\frac{\cos \beta}{\sin \beta} = \operatorname{ctg} \beta$, напомним равенства (43) следующим образом

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{k \cos \alpha}{(\sin \alpha - f_d (k+1) \cos \alpha)} \quad \text{или} \quad \beta = \operatorname{arccotg} \left(\frac{k \cos \alpha}{(\sin \alpha - f_d (k+1) \cos \alpha)} \right). \quad (44)$$

Для определения угла падения семян лука будем учитывать, что он равен углу между траекторией падения семян лука с вертикальной осью (рис. 6). Обозначим координаты семян лука во время падения из высевального аппарата на почву функциями $x=x(t)$ и $y=y(t)$. Из рис. 6 видно, что $\alpha=90-\gamma$ или $\gamma=90-\alpha$. Отсюда

$$\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} (90 - \alpha) = \operatorname{ctg} \alpha = f'(x_0). \quad (45)$$

По условию решение тригонометрических функций примет вид

$$f'(x_0) = \frac{y'(t_0)}{x'(t_0)}. \quad (46)$$

Если учесть уравнения (11) и (23), тогда уравнение (46) будет иметь следующий вид:

$$f'(x_0) = \operatorname{ctg} \alpha = \frac{\sqrt{2mgth} \left(\sqrt{\frac{\mu \zeta S g}{2m}} t \right) [\mu \zeta S v_{x0} t + 2m]}{2m v_{x0} \sqrt{\mu \zeta S}}, \quad (47)$$

или

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{2m v_{x0} \sqrt{\mu \zeta S}}{\sqrt{2mgth} \left(\sqrt{\frac{\mu \zeta S g}{2m}} t \right) [\mu \zeta S v_{x0} t + 2m]} \right). \quad (48)$$

Для определения зависимости угла α на время падения семян лука мы произвели численное решение уравнения (48) и построили графические зависимости. Из рис. 7 видно, что с повышением скорости высевального агрегата увеличивается предел изменения угла α .

С учетом вышеуказанного и установки высевального аппарата на высоту 17 см от почвы угол падения семян лука на почву при скорости $v=5$ км/ч составит 50° , при скорости $v=7.5$ км/ч 45°

и при скорости $v=10$ км/ч 34° . Численное решение уравнения (47) произвели при следующих значениях параметров: $f_d=0.4$; $k=0.5$; $\alpha=34^\circ$, 45° , 50° . При этом угол β отскока семян лука соответственно будет равен $\beta=53.6^\circ$ при $\alpha=50^\circ$, при $\alpha=45^\circ - \beta=38.6^\circ$ и при $\alpha=34^\circ - \beta=8.4^\circ$.

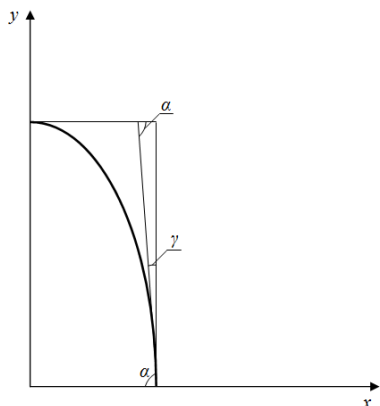


Рис. 6. Схема для определения угла падения семян лука

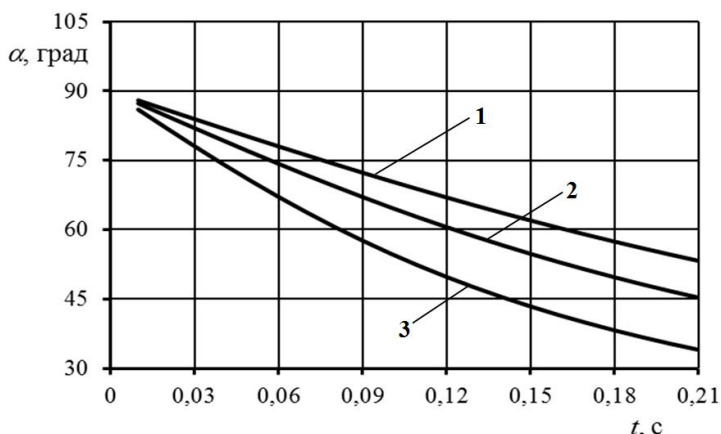


Рис. 7. Графические зависимости угла падения семян лука во время падения: 1 – $v=5$ км/ч; 2 – $v=7.5$ км/ч; 3 – $v=10$ км/ч

Вывод. В результате данного исследования составлены дифференциальные уравнения для определения движения семян лука, построены графики для определения траекторию и полета семян лука на соответствующих осях x и y , изменяющийся по законам параболы. Полученные результаты можно использовать при проектировании конструкций высевальных аппаратов и тукопроводов сеялок.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Turdaliev V.M., Igrashev B., Makhamov G.U., Qosimov A.A. Theoretical research on the flight of onion seeds under discharge from the seeding unit. International journal of engineering and advanced technology (IJEAT). Vol. 9. India, 2020. Issue 3. P. 38007–38011.
- [2] Исаев Ю.М., Семашкин, Н.М., Назарова Н.Н. Обоснование некоторых параметров высевальных аппаратов // Вестник УГСХА. 2010. №1(11). С. 123–127.
- [3] Кем А.А., Алгазин Д.Н. Обоснование рациональных параметров катушечного винтового высевального аппарата для посева рапса // Достижения науки и техники АПК. 2010. №6. С. 67–68.
- [4] Karayel D., Özmerzi A. Effect of tillage methods on sowing uniformity of maize // Canadian biosystems engineering, Vol. 44. 2002. P. 223–226.
- [5] Лейбович М.В. Теория удара в задачах и примерах. Хабаровск: ТОГУ, 2016. – 236 с.
- [6] Каримов А. Сабзавот ва поляз экинлари агротехникаси. Тошкент: Ўзбекистон, 1985. – 268 б.

Наманганский инженерно-строительный институт

Дата поступления
12.02.2020

В.М.Турдалиев, Ф.У.Махкамов. Пиёз уруғини экиш аппаратидан тушгандан кейинги ҳаракатининг назарий тадқиқи

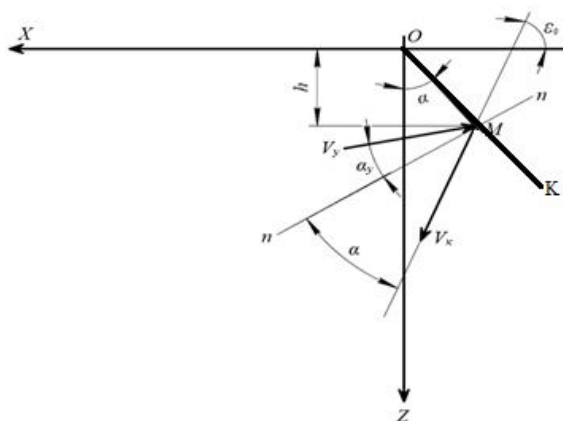
Мақолада майда уруғларни аниқ экиш бўйича бажарилган ишларнинг таҳлили келтирилган. Шу билан бирга, уруғларни экиш аппаратидан нуштадаги уячага тушиши ва траекториялари назарий усулда ўрганилган. Тадқиқотларда олий математика, классик механика ва зарба назарияси қоидаларидан фойдаланиш натижасида тенгламалар олинган. Олинган тенгламаларни сонли ечими асосида, пиёз уруғларни экиш аппаратидан тушишидаги траекториясини ифодаловчи ва тикланиш коэффициентини экиш аппаратининг ўрнатилиши баландлигига bogliqlik графиклари қурилган. Шу билан бирга, экиш аппаратининг ўрнатилиши баландлиги белгиланган.

V.M.Turdaliev, G.Maxkamov. Theoretical study the movement of onion seeds after discharge from the seeding unit

The article provides an analysis of previous work on the precise sowing of small-seed crops. And also, the flight and the trajectory of the seeds from the ejection window to the bottom of the groove were studied theoretically. In the research, methods of higher mathematics, classical mechanics, and impact theory were used in which it was possible to obtain the necessary equation. Based on the numerical solution of the obtained equation, graphs are constructed that determine the trajectory of the fall of onion seeds when ejected from the sowing apparatus and the graphical dependence of the recovery coefficient on the height of the sowing apparatus. And also installed, the installation height of the metering unit.

УРУҒЛИ АРАЛАШМА БЎЛАКЛАРИНИНГ ҚАЙТАРГИЧ БИЛАН ЎЗАРО ТАЪСИРЛАШИШ ЖАРАЁНИНИ ТАДҚИҚ ЭТИШ

Машина роторининг пичоқлари томонидан ҳосил қилинган ҳаво оқими таъсири остида дефлектор бўйлаб ҳаракатланаётган уруғли аралашма бўлаклари ундан чиққандан кейин V_y тезлик билан ОК ўқида жойлашган қайтаргичга бориб урилади ва ундан α_k бурчак остида V_k тезлик билан қайтиб, ҳавода эркин ҳаракат қилишга ўтади ва бир неча муддатдан кейин саралагичга келиб тушади (1-расм).



1-расм. Уруғли аралашма бўлаклари ҳаракатини қайтаргичнинг ҳолатига боғлаб ўрганиш схемаси

Зарба назариясидан маълумки [1]

$$\operatorname{tg} \alpha_k = \frac{\operatorname{tg} \alpha_y}{\kappa_T}, \quad (1)$$

$$V_k = V_y \sqrt{\sin^2 \alpha_y + \kappa_T^2 \cos^2 \alpha_y}, \quad (2)$$

бунда α_y – уруғли аралашма бўлакларини қайтаргичга урилиш бурчаги; κ_T – уруғли аралашма бўлакларининг тикланиш коэффициенти.

Уруғли аралашма бўлакларини қайтаргичдан қайтиб, саралагичга келиб тушгунча бўлган ҳаракатини тадқиқ этамиз. Бунинг учун 1-расмда келтирилган схемадан фойдаланиб уруғли аралашма бўлагининг X ва Z ўқлари бўйлаб ҳаракат дифференциал

тенгламаларини тузамиз.

$$m_y \frac{dV_x}{dt} = -R_x, \quad (3)$$

$$m_y \frac{dV_z}{dt} = G - R_z, \quad (4)$$

бунда m_y – уруғли аралашма бўлагининг массаси, кг; V_x , V_z – мос равишда қайтаргичдан қайтиб, эркин ҳаракат қилишга ўтган уруғли аралашма бўлаги тезлигининг X ва Z ўқларидаги проекциялари, м/с; t – вақт, с; R_x , R_z – уруғли аралашма бўлагининг эркин ҳаракатига ҳавонинг қаршилик кучи R ни X ва Z ўқлари бўйича ташкил этувчилари, Н.

Ҳавонинг қаршилик кучи R тезликнинг биринчи даражасига пропорционал деб қараймиз [1, 2], яъни $R = m_y \kappa V_{xz}$ (бунда κ – пропорционаллик коэффициенти, с^{-1} ; V_{xz} – уруғли аралашма бўлагининг эркин ҳаракатдаги тезлиги, м/с). Юқорида келтирилганларни, ҳамда $G = m_y g$ эканлигини ҳисобга олиб, (3) ва (4) тенгламаларни қуйидаги кўринишига келтираемиз

$$\frac{dV_x}{dt} = -\kappa V_x \quad (5)$$

ва

$$\frac{dV_z}{dt} = g - \kappa V_y, \quad (6)$$

бунда g – эркин тушиш тезланиши, м/с^2 .

(5) ва (6) тенгламаларни $t=0$ бўлгандаги $V_x = V_k \cos \varepsilon_0$ ва $V_y = V_k \sin \varepsilon_0$ (бунда ε_0 – уруғли аралашма бўлагининг қайтиш тезлиги V_k билан ОХ ўқи орасидаги бурчак) бошланғич шартларни ҳисобга олган ҳолда интеграллаб, қуйидаги тенгламаларга эга бўламиз

$$V_x = V_k e^{-\kappa t} \cos \varepsilon_0, \quad (7)$$

$$V_z = \frac{g(e^{-\kappa t} - 1) + \kappa V_k \sin \varepsilon_0}{\kappa e^{\kappa t}}. \quad (8)$$

Бу тенгламаларни қуйидаги кўринишга келтирамиз

$$\frac{dX}{dt} = V_{\kappa} e^{-\kappa t} \cos \varepsilon_0, \quad (9)$$

$$\frac{dZ}{dt} = \frac{g(e^{-\kappa t} - 1) + \kappa V_{\kappa} \sin \varepsilon_0}{\kappa e^{\kappa t}}. \quad (10)$$

(9) ва (10) тенгламаларни бошланғич шартлардан ($t=0$ да $X=htg\alpha$ ва $Z=h$, бунда h – қайтаргич маҳкамланган нуқтадан унга уруғли аралашма бўлаги келиб урилаётган нуқтагача бўлган тик масофа, м) фойдаланиб интегралласак, уруғли аралашма бўлагини қайтаргичдан қайтгандан кейинги ҳаракатини ифодаладиган тенгламаларга эга бўламиз

$$X = \frac{1}{\kappa} V_{\kappa} (1 - e^{-\kappa t}) \cos \varepsilon_0 - h \cdot t g \alpha, \quad (11)$$

$$Z = \frac{1}{\kappa} \left[g t - \left(\frac{g}{\kappa} - V_{\kappa} \sin \varepsilon_0 \right) (1 - e^{-\kappa t}) \right] + h. \quad (12)$$

Уруғли аралашма бўлаклари қайтаргичга горизонтал йўналишда келиб урилади деб қараб, 1-расмда келтирилган схема ҳамда (1) ва (2) ифодаларга асосан қуйидагига эга бўламиз

$$\alpha_y = \alpha, \quad (13)$$

$$tg \alpha_{\kappa} = \frac{tg \alpha}{\kappa_T}, \quad (14)$$

$$V_{\kappa} = V_y \sqrt{\sin^2 \alpha + \kappa_T^2 \cos^2 \alpha}, \quad (15)$$

$$\varepsilon_0 = \alpha + \arctg \left(\frac{tg \alpha}{\kappa_T} \right), \quad (16)$$

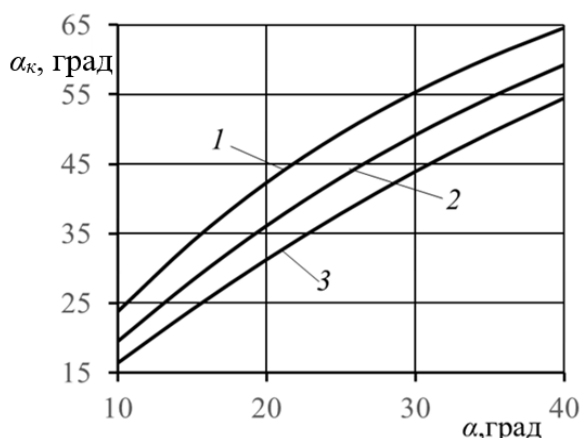
бунда α – қайтаргичнинг вертикал йўналишга нисбатан ўрнатилиш бурчаги.

(13) – (16) тенгламаларни ҳисобга олганда, юқоридаги (11) ва (12) ифодалар қуйидаги кўринишга эга бўлади

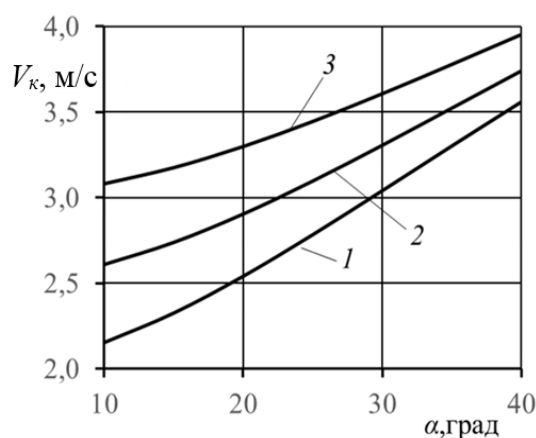
$$X = \frac{1}{\kappa} V_y \sqrt{\sin^2 \alpha + \kappa_T^2 \cos^2 \alpha} (1 - e^{-\kappa t}) \cos \left(\alpha + \arctg \left(\frac{tg \alpha}{\kappa_T} \right) \right) - h \cdot t g \alpha, \quad (17)$$

$$Z = \frac{1}{\kappa} \left[g t - \left(\frac{g}{\kappa} - V_y \sqrt{\sin^2 \alpha + \kappa_T^2 \cos^2 \alpha} \sin \left(\alpha + \arctg \left(\frac{tg \alpha}{\kappa_T} \right) \right) \right) (1 - e^{-\kappa t}) \right] + h. \quad (18)$$

Бу олинган (17) ва (18) тенгламалар уруғли аралашма бўлакларининг қайтаргичдан қайтгандан кейинги ҳаракат тенгламаларини ифодалайди.



2-расм. Тикланиш коэффициентининг турли қийматларида уруғли аралашма бўлакларининг қайтаргичдан қайтиш бурчаги α_{κ} ни унинг нисбатан ўрнатилиш бурчагига боғлиқ равишда ўзгариш графиги

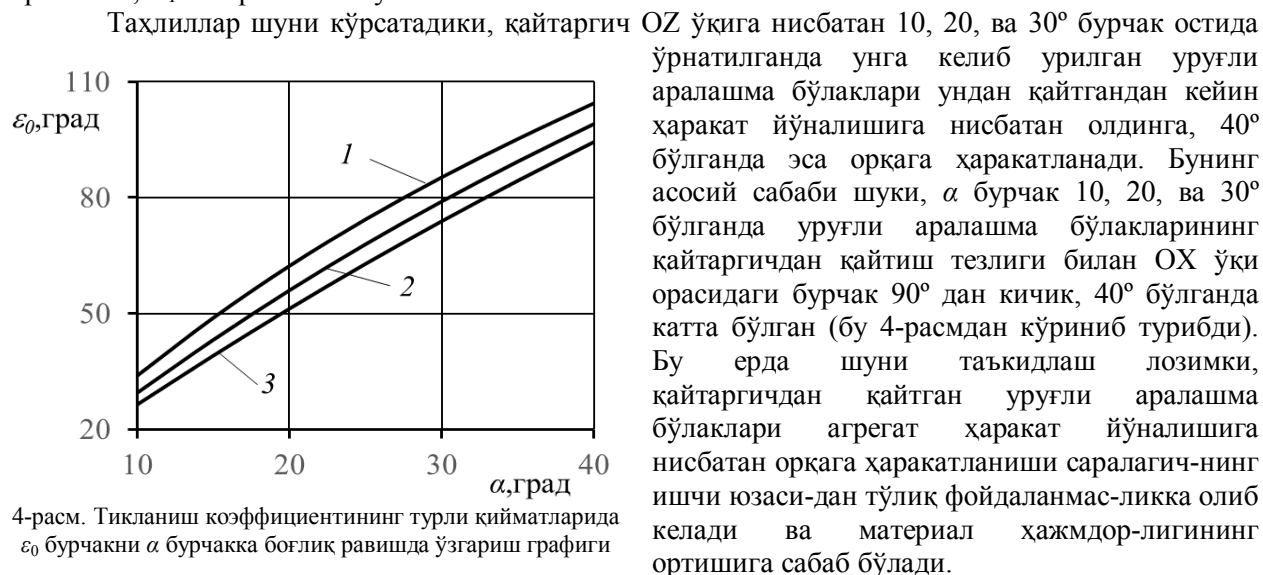


3-расм. Тикланиш коэффициентининг турли қийматларида уруғли аралашма бўлакларининг қайтиш тезлиги V_{κ} (б) ни унинг OZ ўқига нисбатан ўрнатилиш бурчагига боғлиқ равишда ўзгариш графиги

Юқорида олинган (14), (15) ва (16) ифодалар бўйича 2, 3 ва 4-расмларда $V_y=5$ м/с, $h=0.1$ м ва $\kappa=0.1$ с⁻¹ қабул қилиниб, уруғли аралашма бўлақларининг қайтаргичдан қайтиш бурчаги ва тезлигининг ҳамда ε_0 бурчакнинг α ва κ_T га боғлиқ равишда ўзгариш графиклари келтирилган.

2 ва 3-расмларда келтирилган график боғланишлардан кўриниб турибдики, α бурчак ортиши билан уруғли аралашма бўлақларининг ҳам қайтиш бурчаги, ҳам қайтиш тезлиги ортган, κ_T ортиши билан эса қайтиш бурчаги камайган, қайтиш тезлиги эса ортган.

4-расмда келтирилган график боғланишлар бўйича α бурчакни ортиши ε_0 бурчакни ортишига, κ_T ни ортиши эса уни камайишига олиб келган.



Тикланиш коэффициенти ортиши билан α бурчак 10, 20, ва 30° бўлганда ҳаракат траекториялари юқорига кўтарилган, 40° бўлганда эса пасайган. Буни κ_T коэффициент ортиши билан α_k ва ε_0 бурчакларни камайганлиги билан изоҳлаш мумкин (2 – 4 – расмлар).

Ушбу расмларда келтирилган графиклар асосида шуни таъкидлаш ўринлики, $\alpha=10$ ва 20° бўлганда $\alpha=30$ ва 40° бўлгандагига нисбатан уруғли аралашма бўлақлари саралагичнинг ишчи юзасига ёйилиб тушади. Бу уруғлар ва майда аралашмаларни йирик поя бўлақларидан ажратиб олиш самарадорлигини оширади.

Хулоса: Юқорида ўтказилган тадқиқотлар ва таҳлиллар қайтаргични вертикал йўналишга нисбатан 10–20° бурчак остида ўрнатиш мақсадга мувофиқ эканлигини кўрсатди.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Рашидов Т.Р., Шозиётов Ш., Мўминов К.Б. Назарий механика асослари. Тошкент: Ўқитувчи, 1990. – 584 б.
- [2] Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. М.: Наука, 1972. – 870 с.

Тошкент ирригация ва кишлoқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институти

12.11.2019 й.
қабул қилинган

Б.С. Мирзаев, Б.К. Тулаганов. Исследование процесса взаимодействия фракций семенной смеси с отражателем

В статье приведены материалы анализа технологического процесса работы семеноборочных машин. В процессе сепарации семенного вороха обоснован угол установки отражателя относительно вертикали.

B.S. Mirzaev, B.K. Tulaganov. Investigation of the process of interaction of fractions of the seed mixture with a reflector

The article provides materials for the analysis of the technological process of machine operation. In the process of separation of seed heap, the angle of installation of the reflector relative to the vertical is substantiated.

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ПОВОРОТА ЧЕТЫРЕХКОЛЕСНОГО ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОГО УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОГО ТРАКТОРА ТТЗ-1033

Известно, что в хлопководстве для обеспечения вписываемости конструкции в междурядья с развитыми кустами хлопчатника, а также для обеспечения минимального радиуса поворота с целью минимизации разворотной полосы широко используются трехколесные универсально-пропашные тракторы. Вместе с тем, как показала практика, трехколесные тракторы имеют ряд существенных недостатков в отличие от четырехколесных [1], главные из них – низкая поперечная устойчивость; негативное техногенное воздействие на почву; перегрузка передних шин; недопустимость применения на транспортных работах из-за их низкой устойчивости; низкая годовая загрузка.

Решая вопрос уменьшения радиуса поворота и недостаточного агротехнического просвета под балкой переднего моста, можно полностью использовать вышеприведенные преимущества 4-х колесных тракторов в зоне хлопкосеяния.

В Конструкторско-технологическом центре сельскохозяйственного машиностроения предложена конструкция переднего моста с регулируемым клиренсом и гидравлическим рулевым управлением (ГРУ), обеспечивающим поворот колес с максимальным углом (рис.1).

В работах [2, 3] рассмотрены кинематика рулевого механизма (рулевая трапеция и стойка переднего моста) и работа ГРУ, состоящего из гидравлического рулевого привода и рулевого механизма.

Полученные в статье результаты стали основой для расчета процесса поворота четырехколесного энергонасыщенного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1033.

Рассмотрим процесс поворота трактора и силы, действующие на него при повороте.

Мгновенный центр поворота машины можно найти, если известно направление скоростей двух любых его точек [4].

Пусть известно направление скоростей V_1 и V_2 точек 1 и 2 (рис.2), являющихся серединами задней и передней осей трактора, направление V_1 и V_2 связано с несколькими процессами, возникающими при повороте. При отсутствии увода или бокового скольжения направление скоростей каждого из колес совпадало бы с плоскостями их вращения.

Возникающие при повороте трактора боковые силы вызывают увод колес, что приводит к отклонению направлений скоростей V_1 и V_2 от указанных выше.

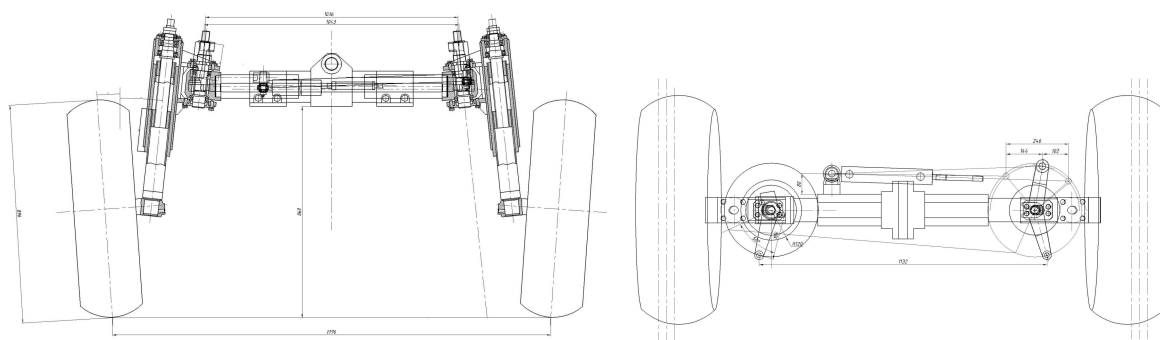


Рис.1. Передний мост трактора с регулируемым клиренсом и рулевым механизмом

Углы δ_1 и δ_2 , на которые отклоняются направления скоростей V_1 и V_2 за счет увода или бокового скольжения, развала и кинематики подвески, будем называть углами увода соответственно передней и задней осей. Отношение боковой силы, действующей на ось к углу, ее увода, назовем коэффициентом сопротивления уводу оси (k_{y1} – для передней оси, k_{y2} – для задней оси).

Мгновенным центром поворота автомобиля является точка O_n пересечения перпендикуляров к направлениям скоростей V_1 и V_2 .

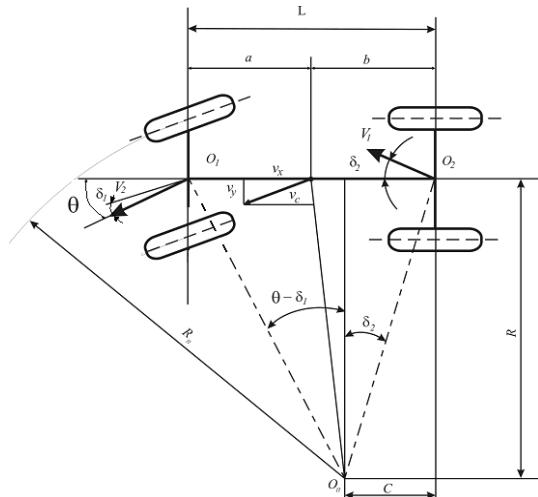


Рис.2. Схема поворота трактора

Радиус поворота определяется выражением [4]

$$R_{II} = (R + 0.5B) / \cos(\alpha - \delta_1),$$

где $R = L / (tg(\alpha - \delta_1) + tg(\delta_2))$; B – колея по задним колёсам; L – база машины.

Угловая скорость поворота машины определяется выражением

$$\omega_a = V_c / R,$$

где V_c – скорость поворота машины, по продольной оси.

Тогда $\omega_a = V_c / R = V_a (tg(a - \delta_1) + tg(\delta_2)) / L$.

Место расположения центра тяжести определяется из соотношения:

$$R_1 a = R_2 b, b = L - a,$$

откуда

$$a = R_2 L / (R_1 + R_2), b = L - a,$$

где R_1, R_2 – нормальные реакции дороги на колёса передней и задней осей.

Продольная P_{ux} и поперечная P_{uy} – составляющие силы инерции в системе координат, связанной с трактором, имеют вид (рис.3)

$$P_{ux} = m a (j - V_y \omega_a), \quad P_{uy} = m_a (V_a \omega_a + dV_y / dt),$$

где $V_y, dV_y / dt$ – скорость и ускорение бокового смещения машины.

Положительное направление P_{ux} противоположно направлению движения машины, а P_{uy} – от центра поворота машины.

Боковые силы, действующие на колёса, равны произведению коэффициента сопротивления уводу k_y на величину угла увода δ :

$$R_{\delta 1} = k_{y1} \cdot \delta_1, R_{\delta 2} = k_{y2} \cdot \delta_2,$$

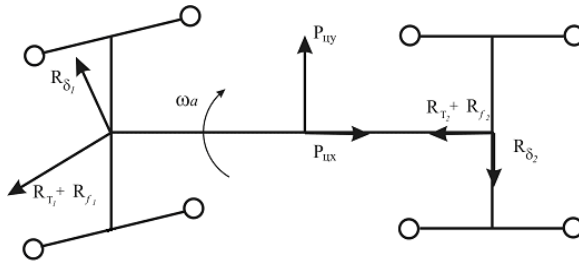


Рис.3. Схема сил, действующих на трактор

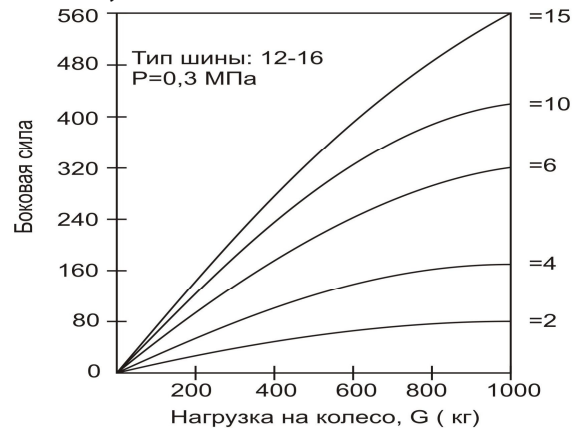


Рис.4. Зависимость боковой силы от нагрузки

Максимальное значение боковой силы ограничено произведением нагрузки, действующей на колесо, на коэффициент сцепления колеса с почвой.

На рис.4 приведены зависимости боковой силы от нагрузки и угла увода. Данную зависимость можно аппроксимировать следующей функцией: $k_y = 0.0016\delta^2 - 0.064\delta + 0.83$.

Продольные силы состоят из сил сопротивления качению колес по дороге и тормозных (тяговых) сил.

Силы сопротивления качению колес передней и задней осей по дороге с коэффициентом сопротивления f определяются следующим образом:

$$R_{f1} = R_1 \cdot f, \quad R_{f2} = R_2 \cdot f.$$

Тормозная сила на каждом колесе при действии дискового тормоза

$$R_{T1} = R_{T2} = M_T \cdot n \cdot i_p / r_k,$$

где M_T – тормозной момент, развиваемый одним диском; n – количество тормозных дисков; i_p – передаточное число колёсного редуктора; r_k – радиус качения колеса.

Напишем уравнение бокового движения центра масс. При этом будем считать, что δ_1 и δ_2 невелики и их косинусы равны единице, а синусы – самим углам. Из рис.3

$$P_{uy} = R_{\delta 1} \cos \alpha + R_{\delta 2} - (R_{T2} + R_{f2}) \sin \alpha$$

или

$$m_a \frac{dV_y}{dt} = (k_{y1} \delta_1 \cos \alpha + k_{y2} \delta_2 - (R_1 f + M_T i_p / r_k) \sin \alpha) - V_a \omega_a.$$

Выразим углы увода δ_1 и δ_2 через α , ω_a и V_y :

$$\delta_1 = \tan \alpha - \frac{a \omega_a + V_y}{V_a}, \quad \delta_2 = \frac{b \omega_a - V_y}{V_a}.$$

Для получения уравнения курсового движения составим уравнение моментов

$$J_z \frac{d\omega}{dt} = -R_{\delta 1} a \cos \alpha + R_{\delta 2} b + (R_{T2} + R_{f2}) b \sin \alpha$$

или, считая $J_z = m_a ab$,

$$m_a ab \frac{d\omega}{dt} = -k_{y1} \delta_1 a \cos \alpha + k_{y2} \delta_2 b + (R_2 f + M_T i_p / r_k) b \sin \alpha.$$

Решая уравнения, можно определить зависимость курсовых и боковых параметров движения колесной машины от угла поворота управляемых колёс.

При известных ω_a и V_y , можно найти в каждый момент времени координаты центра масс машины и его курсовой угол [4]:

$$x = \int (V_a \cos \gamma - V_y \sin \gamma) dt + c_1,$$

$$y = \int (V_a \sin \gamma + V_y \cos \gamma) dt + c_2,$$

$$\gamma = \int \omega_a dt + c_3.$$

Для решения предложенных математических моделей была разработана алгоритмическая программа для численного расчета и реализована на ПЭВМ.

Входным воздействием для численного расчета системы был принят расход насоса дозатора, который выражался зависимостью

$$Q_{нд} = \frac{\omega_{рк} \cdot q_{нд}}{2 \cdot \pi},$$

где $q_{нд} = 100 \text{ см}^3/\text{об} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{об}$; $\omega_{рк}$ – угловая скорость рулевого колеса, развиваемая водителем.

На траекторию движения трактора на поворотах влияют, в основном, такие параметры, как угол поворота направляющих колес, скорость движения, общий вес машины, а также углы увода направляющих и ведущих колес.

Поворот трактора на 180° можно разделить на два переходных процесса. При первом трактор от прямого участка пути $R=\infty$ переходит к кривой с постоянным наименьшим радиусом кривизны $R=R_n$ ($\gamma=90^\circ$), при втором от кривой с радиусом $R=R_n$ к прямому участку пути ($\gamma=180^\circ$).

Приведены зависимости изменения углов увода δ_1 и δ_2 , (рис. 5,а), радиус поворота (рис. 5,б) и координаты центра масс трактора (траектория его движения) (рис. 5,в).

При расчетах были приняты следующие значения параметров: $\rho=850 \text{ кг/м}^3$, $E_{ж}=0.168 \cdot 10^{10} \text{ Па}$, $d_m=0.012 \text{ м}$, $\delta_m=0.001 \text{ м}$, $E_m=0.15 \cdot 10^{12} \text{ Па}$, $k_e=0.023$, $L=3.675 \text{ м}$, $v=2.2 \text{ с}^{-1}$, $l_{\max}=0.40 \text{ м}$, $d_{ц}=0.08 \text{ м}$, $d_{штока}=0.04 \text{ м}$, $k_b=40 \text{ Нс/м}$, $P_{тр}=200 \text{ Н}$, $\mu=0.5$, $\tau=0.5 \text{ с}$, $d_y=0.01 \text{ м}$, $m_3=350 \text{ Н}$, $m_4=m_6=40 \text{ Н}$, $m_5=60 \text{ Н}$, $m_7=930 \text{ Н}$, $m_8 = m_{\text{колесо}} + m_{\text{стойка}} = 1090 \text{ Н}$, $m_{\text{пм}} = 3600 \text{ Н}$, $F_1=1.96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, $F_2=7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $V_a=3.0 \text{ м/с}$, $\omega_{рк}=6.28 \text{ рад/с}$, $m_5=46800 \text{ Н}$, $L=2.56 \text{ м}$, $a=1.69 \text{ м}$, $b=0.951 \text{ м}$, $B=1.8 \text{ м}$, $c_1=c_2=x_0=y_0=2 \text{ м}$.

На основе элементарно-узловых методов произведен расчет рулевого управления энергонасыщенного универсально-пропашного трактора.

Представлены графические зависимости изменения углов увода, угловой скорости, скорости бакового смещения трактора, радиуса поворота, координаты центра масс трактора (траектория движения), а также зависимость боковой силы от нагрузки.

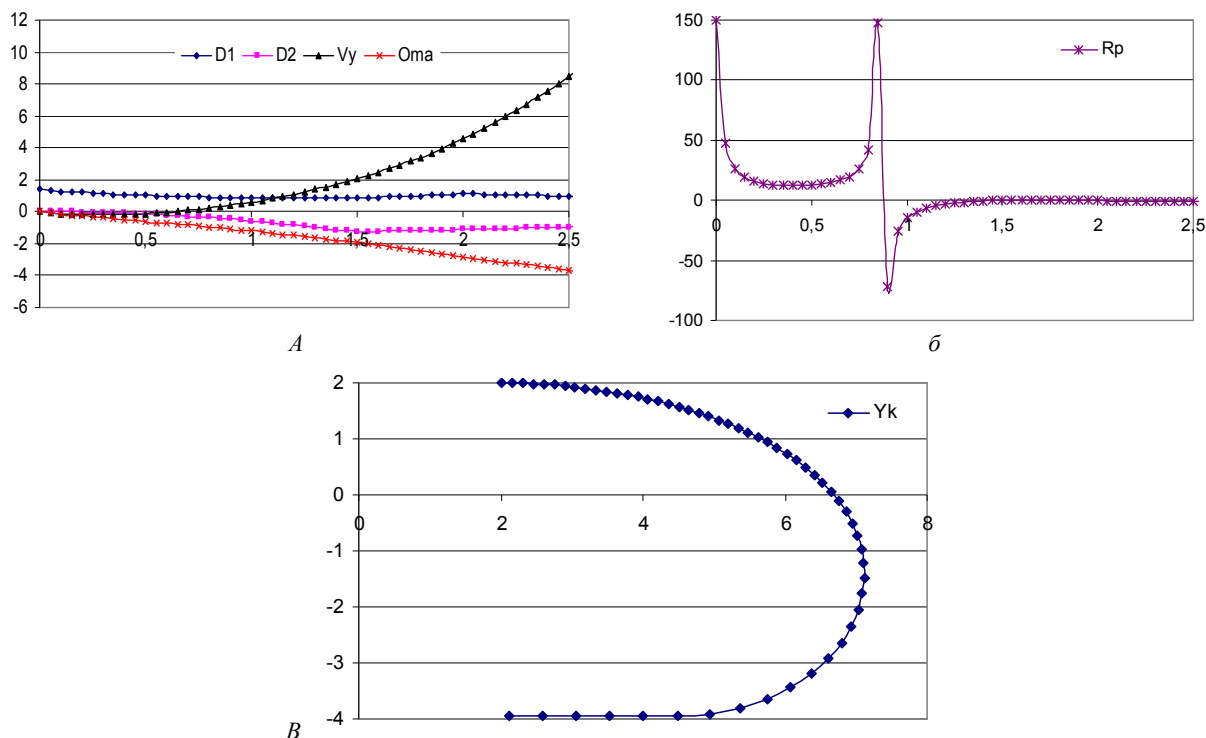


Рис.5. Зависимости изменения параметров поворота трактора: a – углов δ_1, δ_2 ; b – радиуса поворота трактора; c – координаты центра масс

Установлено, что для энергонасыщенного универсально-пропашного трактора с базой $L=3.675$ м при его скорости $V_a=3$ м/с радиус поворота составил $R_n=5.8$ м.

Таким образом, для энергонасыщенного универсально-пропашного трактора минимальный безопасный радиус поворота обеспечивается при его скорости до 3 м/с. Результаты расчетов могут быть использованы при обосновании конструктивных параметров проектируемых новых тракторов.

Данная статья подготовлена на основе результатов, полученных в ходе реализации крупного проекта ГНТП МВ-Атех-2018-94 на тему: «Разработка конструктивных и технологических параметров четырехколесного универсально-пропашного трактора с повышенной устойчивостью для работы на пустынных землях».

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ахмедов А. А. Передние мосты универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения. Ташкент: Фан, 2014. – 176 с.
- [2] Шермухамедов А. А., Аннакулова Г. К., Астанов Б. Ж., Шермухамедов Ю. А. Кинематика рулевой трапеции четырехколесного энергонасыщенного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1033 // Вестник ТАДИ. Научно-технический журнал. 2018. №1. С. 51–55.
- [3] Тогаев А. А., Аннакулова Г. К., Астанов Б. Ж., Шермухамедов Ю. А. Динамический расчет гидравлического рулевого управления четырехколесного энергонасыщенного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1033 // Научно-технический журнал ФерПИ. Фергана. 2019. №2. Т. 23. С. 190–194.
- [4] Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

Б.Ж. Астанов, А.А. Тогаев, Ю.А. Шермухамедов. ТТЗ-1033 тўрт гилдиракли юқори энергияли универсал - чопиқ трактори бурилиш жараёнининг динамик ҳисоби

Мақолада ТТЗ-1033 тўрт гилдиракли юқори энергияли универсал - чопиқ трактори гидравлик рул бошқармасининг математик модели ва динамик ҳисоби натижалари келтирилган. Тракторнинг сурилиш бурчақлари, бурчак тезлиги, ёнлама кўчиш тезлиги, бурилиш радиуси ва массаси маркази координаталари натижалари келтирилган. Ҳисоблашлар натижаларидан лойиҳалаштириладиган тракторларнинг конструктив параметрларини асослашда фойдаланилиши мумкин.

B.J. Astanov, A.A. Togaev, Yu.A. Shermukhamedov. Dynamic calculation of the turn of the four-wheeled energy-saturated universal plough tractor TTZ-1033

In article the mathematical model and results of dynamic calculation of a hydraulic steering four-wheeled energy-saturated universal plough tractor TTZ-1033 consisting of the distributor, pipelines and the steering mechanism-hydrocylinder are resulted. The results of changing the withdrawal angles, angular velocity, tank displacement speed of the tractor, turning radius and coordinates of the center of mass of the tractor are presented. Results of dynamic calculation can be used at research of process of the tractor turn.

УДК 632(575.1)

А.А. АХМЕТОВ, А.И. ЮЛДАШЕВ, Д.У. КАМБАРОВА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ВЫХОДНОГО ОТВЕРСТИЯ (СОПЛА) РАСПЫЛИВАЮЩЕГО НАКОНЕЧНИКА УНИВЕРСАЛЬНОГО ОПРЫСКИВАТЕЛЯ

Химические меры борьбы с вредителями, болезнями и сорняками предполагают обязательное применение специализированной техники для внесения пестицидов в соответствии с установленными регламентами. В настоящее время основным способом применения химических и биологических средств защиты растений является опрыскивание.

Опрыскиванием наносят на растения жидкие пестициды в виде растворов, суспензий, эмульсий или экстрактов различных концентраций. Чаще применяют малообъемное опрыскивание, при котором уменьшен расход жидкости, а концентрация раствора увеличена.

Опрыскивание сводится к покрытию растений тонким слоем порошка химиката методом распыления [1].

Эффективность работ по защите растений во многом зависит от состояния и технических характеристик опрыскивателя. В настоящее время в сельскохозяйственном производстве для защиты растений применяется множество моделей опрыскивателей, которые различаются по конструктивному исполнению, форме и объему бака, комплектации гидросистемы. Принципиальное же отличие заключается в способе распыла жидкости.

Наибольшее распространение в республике получили вентиляторные опрыскиватели типа ОВХ-600 и ВП-1, но они имеют существенные недостатки, связанные с неравномерностью внесения химикатов из-за колебательного движения их рабочих органов.

В последние годы все больше находят применение опрыскиватели, работающие на принципе распыления химикатов воздушно-капельным потоком без колебательного движения рабочих органов. Одним из них является разработанный в СП «Agrichim» универсальный опрыскиватель (рис.1), производящий обработку культур на основе управляемых воздушно-капельных потоков, вносимых одновременно в пределах $\pm 90^\circ$ от оси симметрии опрыскивателя (в общей сложности 180°) по всему периметру зоны обработки, охватываемых всю ширину захвата машины [2].

Универсальный опрыскиватель содержит раму 1, на которой смонтированы вентилятор 11 с патрубком 10, воздуховоды – левый 6 и правый 7, противоположно направленные и несущие на концах распыливающие наконечники (форсунки), соответственно левые 5 и правые 8. Противоположно направленные воздуховоды смещены относительно друг друга в горизонтальной плоскости



Рис.1. Универсальный опрыскиватель для обработки полевых и садовых культур на основе управляемых воздушно-капельных потоков

по ходу движения трактора и в месте сочленения образуют короб, на котором закреплены наклонные задние наконечники 3 и выдувные трубки 2. Снизу противоположно направленных воздуховодов имеются левый 4 и правый 9 наклонные выдувные сопла, которые также снабжены наконечниками. Универсальный опрыскиватель приводится к работе приводом, связанным валом отбора мощности трактора.

Рабочим элементом универсального опрыскивателя для обработки полевых и садовых культур на основе управляемых воздушно-капельных потоков являются распыливающие наконечники центробежного типа. Рабочий раствор до прохода через сопло, т.е. выходное отверстие, получает в камере завихрения вращательное движение в плоскости, перпендикулярной к продольной оси наконечника. Дробление рабочего раствора, впрыскиваемого через распыливающие наконечники, производится самими наконечниками и частичным воздействием воздушного потока. Транспортировка рабочего раствора на обрабатываемую поверхность производится при помощи воздушного потока, создаваемого вентилятором.

Основным показателем работы наконечника является расход раствора в единицу времени, от величины которого во многом зависит производительность опрыскивателя. Поэтому изучение факторов, влияющих на величину расхода раствора в единицу времени, является необходимым и интересным с научной точки зрения для варьирования его значениями.

Секундный расход рабочего раствора через распыливающий наконечник q_p с учетом работы [3] определяется выражением

$$q_p = 0.001F\mu\sqrt{2gH}, \quad (1)$$

где F – площадь выходного отверстия наконечника, мм²; g – ускорение свободного падения, м/с²; H – давление рабочего раствора при входе в распыливающий наконечник, мм/вод. ст. (внесистемная единица давления: 1 мм вод. ст. = 9.80665 Па); μ – коэффициент расхода; 0.001 – коэффициент размерности.

В этой зависимости коэффициент расхода μ определяется выражением

$$\mu = \sqrt{\frac{\varepsilon^3}{2 - \varepsilon}}, \quad (2)$$

где ε – коэффициент заполнения сопла наконечника рабочим раствором.

Обычно с учетом усредненных значений коэффициента заполнения сопла наконечника рабочим раствором для полевых распылителей коэффициент расхода принимают $\mu = 0.41$.

Выразив сечение выходного отверстия наконечника через его диаметр, после несложного преобразования уравнения (1) находим диаметр выходного отверстия распыливающего наконечника

$$d_c = \sqrt{\frac{q_p}{0.00025\pi\mu\sqrt{2gH}}}, \quad (3)$$

где d_c – диаметр выходного отверстия распыливающего наконечника, мм.

Анализ выражения (3) показывает (рис. 2), что диаметр выходного отверстия наконечника, в основном, зависит от секундного расхода рабочего раствора через один распыливающий наконечник и давления при входе рабочего раствора в распыливающий наконечник.

Секундный расход рабочего раствора через один распыливающий наконечник определяется из выражения [2]

$$q_p = \frac{V_m B_p Q}{n_p}, \quad (4)$$

где q_p – секундный расход рабочего раствора через один распыливающий наконечник, л/с; V_m – скорость агрегата, м/с; B_p – рабочий захват опрыскивателя, м; Q – норма расхода рабочего раствора, л/м²; n_p – общее количество распыливающих наконечников, шт.

Расчет выражения (4), проведенный при числовых значениях, соответствующих реальным условиям работы универсального опрыскивателя, т.е. при $V_m = 1.38$ м/с; $B_p = 24$ м; $Q = 100$ л/га (0.01 л/м²); $n_p = 25$ шт. показали, что секундный расход рабочего раствора через один распыливающий наконечник составляет 0.0133 л/с. Тогда, согласно (3), при давлении рабочего раствора при входе в распыливающий наконечник 25 мм/вод. ст. диаметр выходного отверстия наконечника будет 1.37 мм. Округленно принимаем $d_c = 1.5$ мм.

Совместный анализ выражений (3) и (4) показывает, что при неизменном диаметре распыливающего наконечника и ширине захвата опрыскивателя, варьируя значениями поступательной скорости и давления рабочего раствора при входе в распыливающий наконечник, можно получить требуемую норму расхода рабочего раствора.

Для облегчения применения выражений (3) и (4) в расчетах построена номограмма (рис. 2), определяющая давление рабочего раствора при входе в распыливающий наконечник в зависимости от его диаметра, скорости движения опрыскивателя и нормы расхода рабочего раствора.

В первом квадранте номограммы приведены графики зависимости типа $q_p = f(Q, V)$, а во втором – $H = f(d_c, q_p)$.

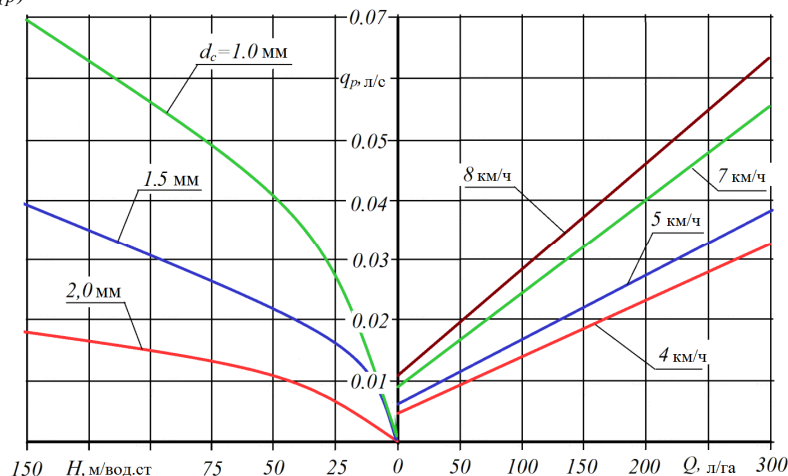


Рис.2. Номограмма для определения давления рабочего раствора при входе в распыливающий наконечник

Номограмма позволяет определить необходимое давление рабочего раствора при входе в распыливающий наконечник для обеспечения установленной нормы внесения рабочего раствора при заданной скорости движения и диаметре распыливающего наконечника опрыскивателя. Так, например, при скорости движения $V_m = 5$ км/ч и диаметре распыливающего наконечника опрыскивателя $d_c = 1,5$ мм для обеспечения нормы внесения рабочего раствора, равной 100 л/га, давление рабочего раствора при входе в распыливающий наконечник должно быть не менее 25 мм/вод.ст.

Таким образом, отсутствие ряда кинематических пар и приводов дает возможность существенно упростить и удешевить конструкцию универсального вентиляторного опрыскивателя, а отсутствие в нем трущихся и движущихся деталей и узлов повышает его надежность. Полученные в ходе проведенных работ зависимости и построенная на их основе номограмма позволяет установить необходимую норму внесения рабочего раствора за счет регулировки давления рабочего раствора при входе в распыливающий наконечник опрыскивателя.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Никитин Н.В., Спиридонов Ю.Я., Шестаков В.Г. Научно-практические аспекты технологии применения современных гербицидов в растениеводстве. М.: РАСХН, ВНИИФ, 2010. – 189 с.
- [2] Ахметов А.А., Юлдашев А.И., Камбарова Д.У. Обоснование количества форсунок универсального вентиляторного опрыскивателя // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2019. Т. 13. №6.
- [3] Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. М.: Машгиз, 1961. Т.2. – 862 с.

Ташкентский государственный технический университет им. И.Каримова
Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства

Дата поступления
16.01.2020

А.А. Ахметов, А.И. Юлдашев, Д.У. Камбарова. Универсал пуркагичнинг чиқиш тирқишининг (сопла) диаметрини аниқлаш

Серияда ишлаб чиқарилаётган вентиляторли пуркагичларнинг камчиликларини бартараф этиши учун “Агрихим” қўшма корхонасида универсал пуркагич лойиҳаланди. Унинг экинларга ишлов бериб ишлаш жараёни бошқариладиган ҳаво ва сув оқимлари асосида пуркагичнинг ўқ қизигига нисбатан 900 оралиқда (ўмумий ҳисобда 1800) барча ишлов бериш кенглиги бўйича олинган. Олинган боғлиқликлар ва уларнинг асосида қурилган номограмма маълум бир ҳаракат тезлиги ва пуркагич учининг диаметри билан ишлайдиган эритманинг пуркагич учига кирганда босимни созлаш орқали ишчи эритмани киритиш учун зарур бўлган меъёрни ўрнатиш имконини беради.

A.A. Akhmetov, A.I. Yuldashev, D.U. Kambarova. Determination of the diameter that the outlet (Nozzle) of the spray tip of the universal sprayer

In order to eliminate the lack of serial fan sprayers, JV "Agrihim" has developed a universal sprayer that processes crops on the basis of controlled air-drop flows introduced simultaneously in the aisles ± 900 from the axis of symmetry of the sprayer (a total of 1800) along the entire perimeter of the processing zone covered by the entire width of the machine. The dependences and the resulting nomogram allows to set at a given speed and the diameter of the spray tip sprayer required application rate of the working solution by adjusting the pressure at the entrance of the working solution in the spray tip.

УДК 519.872

А.Ш. ФАЗИЛОВ, М.Р. МУСАЕВА, Ф.С. ИСЛАМОВА

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ОБРАБОТКИ ИНФОРМАЦИИ В ИНФОРМАЦИОННЫХ СИСТЕМАХ

Информационные системы (ИС) являются одним из эффективных средств обработки информации в системах коллективного пользования и широко используются в учреждениях автоматизированных системах управления (АСУ), системах автоматизированного проектирования (САПР) и т.д. Широкое распространение ИС, прежде всего, обусловлено их высокой экономической эффективностью.

Однако во многом успех развития информационных вычислительных систем определяется их доступностью массовому пользователю, с одной стороны, и теми социально-экономическими последствиями, которые они вносят в гибкие автоматизированные комплексы в различных сферах человеческой деятельности, – с другой стороны. Поэтому выбор и оптимизация режимов доступа является важной составной частью задачи оптимизации процессов обработки информации в ИС.

Производительность и пропускная способность ИС определяются комплексом системно взаимосвязанных факторов:

- характеристиками технических средств (выбором компьютеров и рабочих станций, коммуникационного оборудования, операционных систем рабочих станций, серверов и их конфигураций и т. п.),
- характером распределения и хранения информационных ресурсов,
- режимами доступа в систему,
- организацией распределенной обработки информации,
- распределением файлов базы данных по серверам системы,
- организацией распределенного вычислительного процесса,
- защитой, поддержанием и восстановлением работоспособности в ситуациях сбоев и отказов.

Таким образом, при проектировании очень важно определить области эффективного использования ИС при заданных ее параметрах. Решение такой задачи возможно на основе проведения системного анализа указанных факторов, характеризующих степень эффективности составных подсистем и компонент ИС. Одним из важных факторов, определяющих общую эффективность функционирования ИС, являются характеристики подсистемы доступа. В свою очередь, исследование характеристик различных режимов доступа и выбор наиболее оптимальных для конкретных режимов функционирования ИС и, соответственно, оптимизации режимов обработки информации при решении заданного класса задач, возможно путём разработки математических моделей этих процессов и организации имитационного моделирования с использованием средств вычислительного эксперимента.

Создание математической модели ИС для анализа ВВХ выполнено в две фазы.

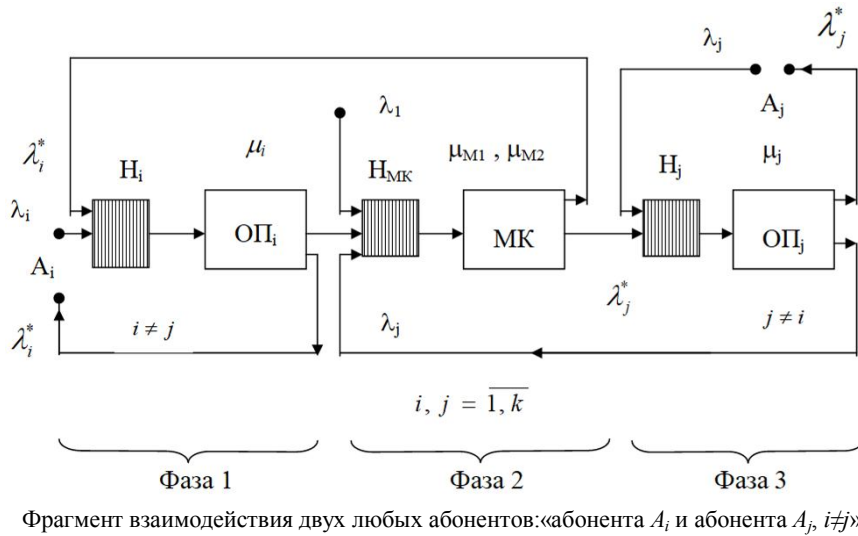
На первой фазе, на основе заданной конфигурации системы, характеристик источников заявок и их обработки, а также алгоритмов потокораспределения, построена математическая модель для определения коэффициентов нагрузки по всем маршрутам движения потоков в ИС. При этом в отношении характера законов распределения потоков и их обработки на элементах системы допускаются самые общие предположения, т.е. потоки заявок и их обработка могут иметь произвольные законы распределения вероятностей.

На второй фазе разработки математической модели, используя полученные значения коэффициентов загрузки по всем фрагментам ИС, формируется эквивалентная по средним модель

экспоненциальной системы массового обслуживания, на основе которой вычисляются ВВХ по всем необходимым маршрутам движения информации в ИС.

На основе функциональной схемы ИС необходимо перейти к ее представлению в терминах систем массового обслуживания, в результате получена модель массового обслуживания, которая отображает работу соответствующих абонентов. Особенность функционирования рассматриваемой ИС состоит в том, что каждый из абонентов может с одинаковой вероятностью связаться с любым другим.

Для построения математической модели выделим фрагмент, определяющий взаимодействие двух любых абонентов «абонента A_i и абонента A_j , $i \neq j$ » (рисунок). Для каждой фазы, исходя из условий экспоненциальности всей системы, можно получить следующие ВВХ: плотность распределения вероятностей времени пребывания заявки, ее математическое ожидание и дисперсию; плотность распределения вероятностей времени ожидания заявки, ее математическое ожидание и дисперсию; распределение вероятностей числа заявок, находящихся на обслуживании и ожидающих в очереди обслуживания, их математические ожидания и дисперсии; вероятности того что время доставки пакета превысит значения T доп; коэффициенты загрузки оборудования каждой фазы.



Условия возникновения конфликта определяются динамически и зависят от числа заявок, ожидающих обслуживания в моноканале (СМОмк). Вероятность наступления конфликта определяется следующим образом:

$$P_{нк} = P(h \geq 3) - H, \quad (1)$$

где $P(h \geq 3)$ – вероятность нахождения в СМОМ трех или более заявок от всех абонентов, H – вероятность бесконфликтных ситуаций при условии, что в системе находятся три и более заявок.

Вероятность $P(h \geq 3)$ определяется на основе модели СМО М/М/1 с учетом того, что на входе имеем суммарный поток от всех абонентов, т.е.

$$P(h > 3) = \rho^3,$$

где $\rho = \sum_{i=1}^k \rho_i$, $\rho_i = \frac{\lambda_i}{\mu_i}$.

В результате анализа ИС с различным числом абонентов равна 3.

В силу независимости входных потоков заявок вероятность того, что в СМО находятся точно n_1 , n_2 , n_3 заявок от 1, 2, 3 абонентов, можно представить, как произведения отдельных составляющих, т.е.

$$P(n_1, n_2, n_3) = P(n_1)P(n_2)P(n_3).$$

Общее выражение H представляется в следующем виде:

$$\begin{aligned}
H = & \sum_{i=2}^{\infty} P_1(i) \cdot P_2(1) \cdot P_3(0) + P_1(1) \cdot \sum_{j=2}^{\infty} P_2(j) \cdot P_3(0) + P_1(0) \cdot P_2(1) \cdot \sum_{k=2}^{\infty} P_3(k) + \\
& + P_1(0) \cdot \sum_{j=2}^{\infty} P_2(j) \cdot P_3(1) + P_1(1) \cdot P_2(0) \cdot \sum_{k=2}^{\infty} P_3(k) + \sum_{i=2}^{\infty} P_1(i) \cdot P_2(0) \cdot P_3(1) + \\
& + \sum_{i=3}^{\infty} P_1(i) \cdot P_2(0) \cdot P_3(0) + P_1(0) \cdot \sum_{j=3}^{\infty} P_2(j) \cdot P_3(0) + P_1(0) \cdot P_2(0) \cdot \sum_{k=3}^{\infty} P_3(k).
\end{aligned}$$

Поскольку $P_i(0) = 1 - \rho_i$, $i = \overline{1, 3}$; $P_i(1) = (1 - \rho_i) \rho_i$, $i = \overline{1, 3}$; $\sum_{j=R}^{\infty} P_i(j) = \rho_i^R$, $i = \overline{1, 3}$

для СМО М/М/1, то

$$\begin{aligned}
H = & \rho_1^2 (1 - \rho_2) \rho_2 (1 - \rho_3) + (1 - \rho_1) \rho_1 \rho_2^2 (1 - \rho_3) + (1 - \rho_1) (1 - \rho_2) \rho_2 \rho_3^2 + \\
& (1 - \rho_1) \rho_2^2 (1 - \rho_3) \rho_3 + (1 - \rho_1) \rho_2 (1 - \rho_2) \rho_3^2 + \rho_1^2 (1 - \rho_2) (1 - \rho_3) \rho_3 + \\
& \rho_1^3 (1 - \rho_2) (1 - \rho_3) + (1 - \rho_1) \rho_3^2 (1 - \rho_3) + (1 - \rho_1) (1 - \rho_2) \rho_3^3.
\end{aligned}$$

Тогда составляющая коэффициента загрузки для моноканала от каждого i -го абонента можно определить следующим образом:

$$\rho_i = \lambda_i (1 / \mu_{M1} + P_{VR} + P_{MK} \cdot \mu_{M2}), i = \overline{1, k}.$$

Таким образом, модель рассматриваемой ИС определена полностью и можно проводить всесторонний анализ вычислительной системы при различных исходных данных. Далее рассмотрена математическая модель ИС с произвольным числом абонентов. Анализ поведения вероятности бесконфликтных ситуаций при возрастании числа абонентов « k » показал, что значение H убывает и при $k > 4$ значением H можно пренебречь и тогда

$$P_{нк} = P(h \geq 3) = \rho^3 \quad (2)$$

При использовании (2) доля коэффициента загрузки в моноканале от i -го абонента определяется следующим образом:

$$\rho_i = \lambda_i \cdot (1 / M_{M1} + P_{нк} / M_{M2}), \quad i = 1, k \text{ или } \rho_i = \lambda_i / M_{M1} + (\Lambda / M_{M1})^3 / M_{M2}, \quad i = 1, k, \quad (3)$$

где $\Lambda = \sum_{i=1}^k \lambda_i$ – общая суммарная интенсивность потоков, поступающих на вход моноканала; k – общее число входящих потоков в моноканал; M_{M1} – интенсивность обработки заявок всех абонентов в моноканале; M_{M2} – интенсивность обработки заявок в моноканале в случае возникновения конфликта.

Суммируя по всем элементам ρ_i , $i = \overline{1, k}$,

$$\rho_{MK} = \sum_{i=1}^k \rho_i^{MK} = \frac{1}{M_{M1}} \sum_{i=1}^k \lambda_i + \frac{1}{M_{M2}} \left(\frac{\Lambda}{M_{M1}} \right)^3 \sum_{i=1}^k \lambda_i \text{ или } \rho_{MK} = \frac{\Lambda}{M_{M1}} + \frac{\Lambda}{M_{M2}} \left(\frac{\Lambda}{M_{M1}} \right)^3. \quad (4)$$

В выражении (4) необходимо определить M_{M2} .

Вероятность того, что конфликт для данного сообщения произошел « n » раз, определяется показательным распределением

$$P_n = (1 - \Omega) \Omega^{n+2}. \quad (5)$$

На основании определения математического ожидания для дискретных случайных чисел найдено среднее время отсрочки

$$\begin{aligned}
T_{отср}(n) = & \frac{1}{2} \sum_{n=0}^9 [(2^n - 1) P_n] + \frac{2^{10} - 1}{2} \sum_{n=10}^{15} P_n; \text{ или} \\
T_{отср}(n) = & \frac{1 - \Omega}{2} \sum_{n=2}^9 [(2^n - 1) \Omega^{n+2}] + 511.5 \sum_{n=10}^{15} (\Omega^{11} - \Omega^{16});
\end{aligned}$$

где $\Omega = (\sum \lambda_i) / M_{M1}$, тогда $M_{M2} = 1 / T_{отср}$.

Каждую из этих характеристик обозначим через $\Pi_m^{n_\phi}$, где $m = \overline{1, s}$ – номер показателя, а $n_\phi = \overline{1, 3}$ – номер фазы. ВВХ для первой и третьей фаз могут быть определены на основе хорошо

изученной модели массового обслуживания типа М/М/1. При этом надо учитывать, что на вход каждого абонентского узла поступает поток с интенсивностью, который обрабатывается в абонентской станции с интенсивностью $\mu_i, i = \overline{1, k}$

$$\lambda_i^{ex} = \lambda_i + \lambda_i^*, \quad (6)$$

где $\lambda_i^* = \left(\sum_{r=1}^k \lambda_r \right) / (k-1), i = \overline{1, k}$.

В силу экспоненциальности системы ВВХ первой фазы определяются следующим образом:

$g_i^{1\phi}(t)$ – плотность распределения вероятностей времени пребывания заявки i - го абонента на первой фазе обработки:

$$g_i^{1\phi}(t) = (\mu_i - \lambda_i^{ex}) \exp[(1 - \lambda_i^{ex}) \cdot t], \quad (7)$$

$u_i^{-1\phi}$ – среднее время пребывания заявки i - го абонента на первой фазе:

$$u_i^{-1\phi} = [\mu_i (1 - \lambda_i^{ex}) / \mu_i]^{-1}, \quad (8)$$

$D_{g_i}^{1\phi}$ – дисперсия времени пребывания заявки i - го абонента на первой фазе:

$$D_{g_i}^{1\phi} = [\mu_i - \lambda_i^{ex}]^{-2}, \quad (9)$$

$f_i^{1\phi}(t)$ – плотность распределения вероятностей времени ожидания заявки,

$f_i^{1\phi}(t)$ i - го абонента на первой фазе:

$$f_i^{1\phi}(t) = (\lambda_i^{ex} / \mu_i) (\mu_i - \lambda_i^{ex}) \exp[-(\mu_i - \lambda_i^{ex})t], \quad (10)$$

$w_i^{-1\phi}$ – среднее время ожидания заявки на первой фазе:

$$w_i^{-1\phi} = \frac{1}{\mu_i} \cdot \frac{\lambda_i^{ex} / \mu_i}{1 - \lambda_i^{ex} / \mu_i}, \quad (11)$$

$D_f^{1\phi}$ – дисперсия времени ожидания заявки i - го абонента на первой фазе:

$$D_f^{1\phi} = (\lambda_i^{ex} / \mu_i)^2 (\mu_i - \lambda_i^{ex})^{-2}. \quad (12)$$

$P_i^{1\phi}(n)$ – распределение вероятностей числа заявок, находящихся на обслуживании на первой фазе:

$$P_i^{1\phi}(n) = (1 - \lambda_i^{ex} / \mu_i) (\lambda_i^{ex} / \mu_i)^n, \quad (13)$$

$n_i^{-1\phi}$ – среднее число заявок в первой фазе:

$$n_i^{-1\phi} n_i^{-1\phi} = (\lambda_i^{ex} / \mu_i) (1 - \lambda_i^{ex} / \mu_i), \quad (14)$$

$D_{n_i}^{1\phi}$ – дисперсия числа заявок в первой фазе системы:

$$D_{n_i}^{1\phi} = (\lambda_i^{ex} / \mu_i) (1 - \lambda_i^{ex} / \mu_i)^2, \quad (15)$$

$P_i^{*1\phi}(n)$ – распределение вероятностей числа заявок, ожидающих очередного обслуживания:

$$P_i^{*1\phi}(0) = 1 - \lambda_i^{ex} / \mu_i; \quad P_i^{*1\phi}(n) = [1 - (\lambda_i^{ex} / \mu_i)] (\lambda_i^{ex} / \mu_i)^{n+1}, \text{ при } n \geq 1, \quad (16)$$

$\bar{U}_i^{1\phi}$ – средняя длина очереди на первой фазе:

$$\bar{U}_i^{1\phi} = (\lambda_i^{ex} / \mu_i)^2 / (1 - \lambda_i^{ex} / \mu_i), \quad (17)$$

$D_{D_i}^{1\phi}$ – дисперсия длины очереди заявок на первой фазе:

$$D_{D_i}^{1\phi} = (1 - \lambda_i^{ex} / \mu_i) \sum_{k=1}^{\infty} k^2 / (\lambda_i^{ex} / \mu_i)^{k+1} - (\lambda_i^{ex} / \mu_i)^2 / (1 - \lambda_i^{ex} / \mu_i). \quad (18)$$

ВВХ второй фазы обработки определяется на основе модели массового обслуживания М/М/1, где входной поток представлен суммой всех « k » абонентов Λ , циркулирующих в ИС. Интенсивность входного потока второй фазы определяется следующим образом:

$$\Lambda = \sum_{i=1}^k (\lambda_i + \lambda_i^*) + \Lambda_{\text{вовне}} + \Lambda_{\text{извне}}. \quad (19)$$

Среднее время обработки пакета сообщения в моноканале $\tau_{\text{экс}}^{MK}$ находится следующим образом:

$$\tau_{\text{экс}}^{MK} = \frac{1}{\mu_{\text{экс}}^{MK}} = \frac{\rho_{MK}}{\Lambda}, \quad \Lambda = \sum_{i=1}^k \lambda_i. \quad (20)$$

Имея в качестве исходных параметров для второй фазы обработки полученные значения « Λ » и « $\mu_{MK}^{\text{экс}}$ » и, используя для определения ту же модель массового обслуживания (М/М/1), что и для первой фазы, получим для второй фазы аналогичный набор ВВХ:

$g^{2\phi}(t), \bar{U}^{2\phi}, \bar{D}_{g_i}^{2\phi}, f^{2\phi}(t), \bar{w}^{2\phi}, D_{g_i}^{2\phi}, P^{2\phi}(n), \bar{n}^{2\phi}, D_{n_i}^{2\phi}$, где во всех выражениях ВВХ первой фазы μ_i меняется на $\mu_{MK}^{\text{экс}}$, а λ_i – на Λ .

Для третьей фазы обработки ВВХ определяются на основе все той же модели массового обслуживания М/М/1. В качестве исходных параметров здесь будут

$$\Lambda = \sum_{i=1}^k (\lambda_i + \lambda_i^*) + \Lambda_{\text{вовне}} \text{ и } \mu^*.$$

По аналогии с ВВХ, полученной на первой и второй фазах обработки, получим следующий набор показателей:

$$g^{3\phi}(t), \bar{U}^{3\phi}, \bar{D}_{g_i}^{3\phi}, f^{3\phi}(t), \bar{w}^{3\phi}, D_{g_i}^{3\phi}, P^{3\phi}(n), \bar{n}^{3\phi}, D_{n_i}^{3\phi}.$$

Необходимо заметить, что как для моноканала (вторая фаза), так и для сервера (третья фаза) входной поток представляет собой сумму всех циркулирующих в ИС потоков. Очевидно, что для сервера и моноканала нагрузка будет максимальная.

Имея полный набор ВВХ для каждой из трех фаз обработки, можно получить интегральные характеристики.

Поскольку моделью ИС является экспоненциальная система, то интегральные ВВХ для трех фаз маршрута «абонент A_i – абонент A_j » определяются следующими соотношениями:

$$\bar{P}_m^{\Sigma}(i, j) = \bar{P}_m^{1\phi}(i) + \bar{P}_m^{2\phi} + \bar{P}_m^{3\phi}(j), \quad (21)$$

для ВВХ, определяющих средние и дисперсии, где

$\bar{P}_m^{\Sigma}(i, j)$ – интегральный показатель, m – номер показателя;

$\bar{P}_m^{\Sigma}(i, j)$ – m – й показатель n – й фазы обработки:

$$\bar{P}_m^{\Sigma}(i, j) = \bar{P}_m^{1\phi}(i) * \bar{P}_m^{2\phi} * \bar{P}_m^{3\phi}(j), \quad (22)$$

интегральный показатель для ВВХ, определяющих плотности распределения вероятностей и распределения вероятностей дискретных состояний, где * – знак композиции.

Определим интегральные показатели для всех трех фаз обработки.

Плотность распределения вероятностей времени пребывания заявки в системе:

$$g_i(t) = g_i^{1\phi}(t) * g_i^{2\phi}(t) * g_i^{3\phi}(t). \quad (23)$$

Среднее время пребывания заявки в системе:

$$\bar{u}_i = u_i^{1\phi} + u_i^{2\phi} + u_i^{3\phi}. \quad (24)$$

Дисперсия времени пребывания заявки в системе:

$$Dg_i = Dg_i^{1\phi}(t) + Dg_i^{2\phi} + Dg_i^{3\phi}. \quad (25)$$

Плотность распределения вероятностей времени ожидания заявки в системе:

$$f_i(t) = f_i^{1\phi}(t) * f_i^{2\phi}(t) * f_i^{3\phi}(t). \quad (26)$$

Среднее время ожидания обслуживания заявки в системе:

$$\bar{w}_i = \bar{w}_i^{1\phi} + w_i^{2\phi} + w_i^{3\phi}. \quad (27)$$

Дисперсия времени ожидания обслуживания заявки в системе:

$$Df_i = Df_i^{1\phi} + Df_i^{2\phi} + Df_i^{3\phi}. \quad (28)$$

Распределение вероятностей числа заявок, находящихся на обслуживании:

$$P_i(n) = P_i^{1\phi}(n) * P_i^{2\phi}(n) * P_i^{3\phi}(n). \quad (29)$$

Среднее число заявок в системе:

$$\bar{n}_i = \bar{n}_i^{1\phi} + \bar{n}_i^{2\phi} + \bar{n}_i^{3\phi}. \quad (30)$$

Дисперсия числа заявок в системе:

$$Dn_i = g_i^{1\phi} + g_i^{2\phi} + g_i^{3\phi}. \quad (31)$$

Средняя длина очереди:

$$\bar{D}_i = \bar{D}_i^{1\phi} + \bar{D}_i^{2\phi} + \bar{D}_i^{3\phi}, \quad (32)$$

$$D_{D_i} = D_{D_i}^{1\phi} + D_{D_i}^{2\phi} + D_{D_i}^{3\phi}. \quad (33)$$

Выполнив операцию композиции для (23) и (26), получим следующие аналитические выражения:

$$g_i(t) = k_1 \cdot \exp[-(\mu_i - \lambda_i^{ex}) \cdot t] + k_2 \cdot \exp[-(\mu_{M1} - \Lambda) \cdot t] + \exp[-(\mu_{M1} - \Lambda) \cdot t], \quad (34)$$

$$\text{где } k_1 = \frac{(\mu_i - \lambda_i)(\mu_{M1} - \Lambda)(\mu_{M2} - \Lambda)}{[(\mu_{M1} - \Lambda) - (\mu_i - \lambda_i)][(\mu_{M2} - \lambda_i)]}, \quad k_2 = \frac{(\mu_i - \lambda_i)(\mu_{M1} - \Lambda)(\mu_{M2} - \Lambda)}{[(\mu_i - \lambda_i) - (\mu_{M1} - \Lambda)][(\mu_{M2} - \Lambda) - (\mu_{M1} - \Lambda)]},$$

$$k_3 = \frac{(\mu_i - \lambda_i)(\mu_{M1} - \Lambda)(\mu_{M2} - \Lambda)}{[(\mu_i - \lambda_i) - (\mu_{M2} - \Lambda)][(\mu_{M1} - \Lambda) - (\mu_{M2} - \Lambda)]},$$

$$f_i(t) = \frac{\lambda_i}{\mu_i} \cdot \frac{\Lambda}{\mu_{M1}} \cdot \frac{\Lambda}{\mu_{M2}} \cdot g_i(t). \quad (35)$$

Для выражения (29)

$$P_i(n) = \sum_{j=0}^k P_i^{1\phi}(j) \cdot P^{2\phi}(k-j) \cdot P^{3\phi}(n-k). \quad (36)$$

Остальные интегральные ВВХ полностью определены соответствующими выражениями (24), (25), (27) – (33).

Для получения вероятности того, что время доставки информации от абонента «i» к серверу превысит значение T_{oon} , определяется следующим образом:

$$P_i[t > T_{oon}] = 1 - \int_0^{T_{oon}} g_i(t) dt. \quad (37)$$

Таким образом, мы получили возможность вычислить ВВХ как для отдельных фаз обработки, так и для типовых маршрутов движения информации. Эти ВВХ позволяют провести полный анализ функционирования ИС и решить поставленную задачу оптимизации обработки информации в ИС.

Описанная аналитическая модель реализована как составная часть программной системы анализа ИС.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Авен О.И., Гурин Н.Н., Коган А.Я. Оценка качества и оптимизация вычислительных систем. М.: Наука, 1982. – 349 с.
- [2] Сабинин О.Ю., Зверев В.В. Символьное имитационное моделирование технических систем // Приборы и системы управления. 1997. №3. С. 133–135.

Ташкентский архитектурно-строительный институт

Дата поступления
18.03.2020

А.Ш. Фазилов, М.Р. Мусаева, Ф.С. Исламова. Информацион тизимларда маълумотларни қайта ишлашни оптималлаштириши учун математик модели ва дастурий комплексини ишлаб чиқиши

Мақолада тасодифий кириш усули билан ахборотни қайта ишлаш тизимининг математик моделини ишлаб чиқилган. Математик модели ишлаб чиқишида навбат тизими ва симуляция аппаратлари ишлатилган. Ишлаб чиқилган математик модел асосида ахборот тизимининг барча эҳтимоллик-вақт хусусиятлари аниқланади. Бу шунга ўхшаши ҳақиқий ахборот тизимларини ҳар томонлама таҳлил қилишга имкон беради. Ишлаб чиқилган математик моделдан ахборот тизимларида маълумотларни қайта ишлашни оптималлаштириши учун фойдаланиши мумкин.

A.Sh. Fazilov, M.P. Musaeva, F.S. Islamova. Development of mathematical model and complex software for optimization of information processing in information systems

The article discusses the development of a mathematical model of an information processing information system with a random access method. When developing a mathematical model, the apparatus of queuing systems and simulation was used. Based on the developed mathematical model, all probability-time characteristics of the information system are determined. This allows a comprehensive analysis of similar real information systems. The developed mathematical model can be used to optimize information processing in information systems.

УДК 624.042.7

Н.А. НИШОНОВ

ИЗУЧЕНИЕ И АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ ПРИ ЗЕМЛЕТРЯСЕНИЯХ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ГРУНТОВЫХ УСЛОВИЙ: ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

Известно, что 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 [1 – 3].

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. В силу этого существенное значение приобретают эмпирические и экспериментальные исследования по анализу фактических данных о поведении подземных и надземных трубопроводов при сейсмических воздействиях.

Рассмотрим наиболее известные и разрушительные последствия от землетрясений на системы жизнеобеспечения, в частности, подземных трубопроводов с учетом условий окружающего их грунта.

В работе [3] дан анализ основных повреждений различных трубопроводов, обусловленных образованием трещин, более редкими переломами неметаллических труб и значительными повреждениями асбестоцементных труб малого диаметра. Разрушения подземных трубопроводов, в основном, были сосредоточены в местах, где плотные грунты холмистой части города сменялись мягкими, слагающими территорию равнинной части. Плотные грунты более благоприятны для труб, чем мягкие. Однако однородный мягкий грунт сравнительно более благоприятен, чем грунт с чередованием плотных и мягких, который приводит к его различным колебаниям в различных местах и является причиной больших повреждений трубопроводов. Кроме грунтовых условий, на степень повреждений трубопроводов при землетрясениях оказывает влияние глубина их заложения.

Во время землетрясения в районе Ниигата (Япония) в 1964 г. отмечались значительные деформации в толще грунтового массива. На поверхности земли образовались трещины и наблюдалось разжижение грунтов. Зафиксировано большое число повреждений на трубопроводах, расположенных параллельно направлению распространения сейсмических волн в виде значительных деформаций в местах тройниковых соединений, углов поворота и отводов. Основными причинами повреждений трубопроводов в твердых и перемежающихся, от плотных до мягких, грунтах служили неравномерные смещения грунтов вдоль трассы, в мягких намывных грунтах, в старом русле реки – выпучивание распределительных колодцев на водопроводной сети, а также осадка зданий вблизи трасс. При всех грунтовых условиях встречались разрывы труб по кольцевому сечению от действия продольных сейсмических сил, особенно трубопроводов, расположенных параллельно направлению распространения сейсмических волн (52%). В мягких намывных грунтах 75% от об-

щего числа повреждений произошло в результате изгиба трубопроводов вследствие значительных неравномерных просадок, выпучивания колодцев из-за песчаного основания.

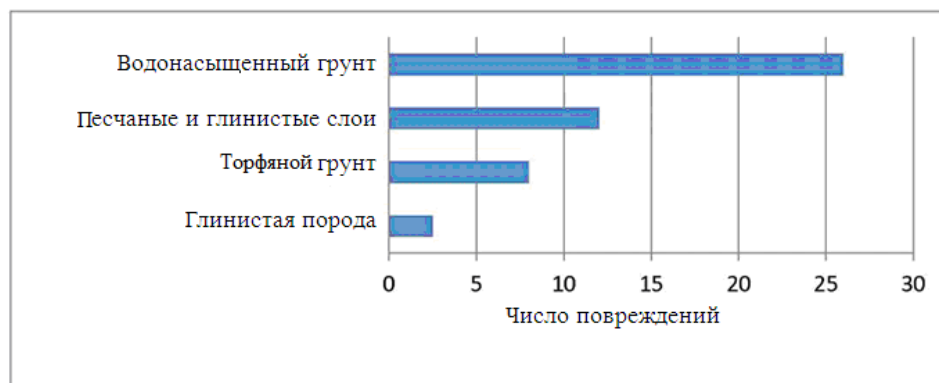
В префектуре Хеуго (Япония, 1995 г.) произошло катастрофическое землетрясение, эпицентр которого находился в северной части острова Аваджи. В результате землетрясения, несмотря на то, что многие здания и сооружения построены по современным стандартам, большая часть из них была разрушена. В их числе пострадали высокоскоростная автотрасса, мост высокоскоростной железной дороги, портовые постройки, а также множество сооружений систем жизнеобеспечения. Изучение последствий землетрясений в Хансин-Аваджи показало, что полимерные трубы меньше пострадали, чем металлические. Это дает основание рекомендовать в сейсмических районах использование труб из полимерных материалов. Ныне этот вопрос приобретает особую актуальность. Всюду указывается на меньшую аварийность полимерных трубопроводов при соблюдении технологии изготовления и строительства полимерных трубопроводов [4].

21 сентября 1999 г. землетрясение в Джей-Джей (Тайвань) вызвало масштабные повреждения в регионе. Системы жизнеобеспечения типа шоссе, мосты, телекоммуникации, трубопроводы систем газоснабжения и водоснабжения получили в отдельных случаях тяжелые повреждения и разрушения. Как установлено, около одной четвертой части трубопроводов газоснабжения были повреждены землетрясением вблизи эпицентра. Этот уровень повреждений также приблизительно соответствует одной четвертой разрушительных хозяйств. Основываясь на этой информации и более детальном отчете о размещении повреждений, выполнена оценка поведения подземных газопроводов. Результаты служат для выявления высоко поврежденных регионов в целях сейсмического районирования, которые полезны в будущем для предотвращения бедствий и аварий трубопроводов.

Со второй половины 2010 г. до конца 2011 г. в г. Крайстчерч (Новая Зеландия) были повреждены здания и системы жизнеобеспечения вследствие сильных землетрясений, прошедших очень близко к черте города. Они вызвали сильные колебания грунта, нанося огромный ущерб всему городу. 22 февраля 2011 г. землетрясение было особенно разрушительным. Широкое разжижение грунта в пригороде Крайстчерч, камнепады и наклон привели к разрушению не только десятка тысяч жилых зданий и земельных участков, но системы жизнеобеспечения и инфраструктуры примерно на одной трети площади города [5, 6].

Анализ последствий землетрясений показывает существенную взаимосвязь между уровнем разжижения и повреждением трубопроводной сети, а также то, что для всех материалов труб повреждения увеличиваются по его длине с увеличением уровня разжижения окружающего грунта. Для сталь (С), асбестцемент (АС) и других материалов труб процент поврежденных труб в зонах интенсивного разжижения был очень высоким – между 15 и 22%. Трубы из полимера (ПВХ) пострадали в два-четыре раза меньше, чем, трубы из С, АС и из других материалов.

Согласно данным о повреждении трубопроводов при землетрясениях [1–9], при малой интенсивности повреждения трубопровода в слабом грунте могут быть выше, чем при высокой интенсивности в жестком основании. Как установлено, на повреждения трубопроводов сильное влияние оказывают грунтовые условия, окружающий грунт, которые под воздействием землетрясения проявляются в виде активного разлома, разжижения, оползня и т.п. Бесспорно, что такие повреждения в результате сейсмических механизмов могли произойти только в конкретных геотехнических условиях и напрямую зависят от местности (рисунок).



Повреждения трубопроводов, проложенных в различных грунтовых условиях

Установление зависимости между интенсивностью сейсмического воздействия и удельной аварийностью подземных трубопроводов позволяет в соответствии с данными сейсморайонирования территории и характеристиками проложенных в ней трубопроводов провести заблаговременный прогноз возможной ситуации, дать оценку уровня возможной сейсмической опасности и разработать план управления сейсмическим риском.

Итак, анализ прошлых сильных землетрясений показал, что, помимо зданий и сооружений, существенные повреждения получают также и подземные трубопроводы. Избежать этих повреждений полностью невозможно, поскольку системы трубопроводов, функционирующие как единое целое, отличаются протяженностью по большой площади. Поэтому основные положения при размещении таких систем сводятся к трем следующим принципам [3]:

- применение методов по максимально возможной локализации повреждений при землетрясениях;
- предусматривание мероприятий, обеспечивающих легкое выполнение ремонта поврежденных землетрясением частей и участков;
- исключение возможности косвенных повреждений систем при сейсмических воздействиях.

В настоящее время системы трубопроводов считаются важными для жизнеобеспечения как в современных мегаполисах, так и в сельском хозяйстве. Следовательно, необходимо предусматривать специальные мероприятия по обеспечению сейсмостойкости таких важных объектов. Повреждения систем трубопроводов при землетрясениях сводятся к отклонениям в качественных показателях воды, загрязнению окружающей среды и повреждениям сооружений.

На основе результатов изучения рассмотренных материалов можно сделать вывод, что повреждения подземных трубопроводов в зависимости от грунтовых условий происходят, в основном, по нижеприведенным причинам, к которым выдвигаются предложения для предотвращения возможных разрушений трубопроводов при землетрясениях:

1. Несущая способность грунта при колебаниях снижается. Рыхлый мелкозернистый песок и песок при высоком уровне грунтовых вод при колебаниях теряет несущую способность на сдвиг. В связи с этим линии водопровода, имеющие большой собственный вес, испытывают осадки, а легкие канализационные трубы всплывают. Для предотвращения свайные фундаменты, которые не только повышают несущую способность, но и полезны для ограничения возможности самостоятельных перемещений отдельных труб и их разъединения. Если существует опасность разжижения песка, концы свай должны быть заглублены в неразжижающийся грунт. Кроме того, для прокладки линий трубопроводов в подобных грунтах необходимо использовать стальные и полимерные трубопроводы.

2. В связи с местным оползанием грунта трубы по отдельным площадям перемещаются вместе с грунтом и на границах отдельных участков возникают большие поперечные силы. Представляется невозможным запроектировать трубу так, чтобы предотвратить местные сдвиги грунта или воспринять возникающие при этом нагрузки. Поскольку местные сдвиги (скольжение) происходят в мягких грунтах, более целесообразно избегать такие грунты при прокладке ответственных магистральных линий. Когда это невозможно, рекомендуется применять стальные трубы со спиральными стыками через соответствующие расстояния и гофрообразные полимерные трубопроводы, которые способны работать на растяжение и сжатие.

3. Трубы выталкиваются в бок благодаря эксцентричному давлению грунта. Даже если это давление грунта воспринимается трубопроводом, в случае малопрочных труб происходит раздавливание от возникающих напряжений. Во время сейсмических воздействий активное давление грунта приходится на одну сторону трубы, в то время как реактивное давление действует с противоположной стороны. Когда равновесие нарушается, происходит перемещение трубы в одну сторону. При этом, однако, возможен сдвиг грунта по верхней поверхности трубы, и степень надежности ее работы существенно снизится. Поскольку такое явление нежелательно, следует предусматривать мероприятие по предотвращению нарушения равновесия грунта над верхней поверхностью трубы.

4. Когда жесткости грунта или трубопровода резко изменяются, в этих местах появляются большие местные осевые силы или изгибающие моменты. В этом отмечается влияние неоднородности грунта. Когда грунт неоднороден, при сейсмическом воздействии в разных точках на поверхности грунта, даже на сравнительно небольших площадях, возникают различные колебания. Эта неоднородность проявляется на поверхности грунта, а с увеличением глубины параметры ко-

лебаний уменьшаются. Это влияние особенно значительно для ускорений и менее существенно для скоростей и перемещений. Поэтому в местах неоднородных грунтов напряжения в трубопроводе от неравномерности параметров сейсмических колебаний будут значительны. В практике проектирования необходимо предотвращать разрушения труб от разрыва и раздавливания от сосредоточенных усилий путем устройства с определенным шагом деформационных швов. При землетрясении в Ниигата канализационные трубы, заглубленные в грунт на глубину 3 м, были разорваны на участки примерно 4-метровой длины, что является косвенным указанием на необходимый шаг деформационных швов. В тех случаях, когда трубопроводы присоединяются к смотровым колодцам, очевидно, что оба типа конструкций будут иметь резко отличающиеся колебания и существует опасность возникновения в соединениях сосредоточенных изгибающих моментов. В этих местах обычно устраняются швы. С их помощью, когда диаметр трубы не очень большой, удается избежать большой концентрации напряжений. Однако в бетонных трубах большого диаметра наблюдается резкое увеличение изгибающих моментов. Чтобы уменьшить влияние этих моментов, необходимо предусматривать в местах соединений бетонных труб с колодцами швы с возможно большими зазорами расширения и укорочения, которые могут свободно поворачиваться, а также усиливать сечения труб вблизи колодцев постановкой арматуры.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Рашидов Т.Р. Динамическая теория сейсмостойкости сложных систем подземных сооружений. Ташкент: Фан, 1973. – 180 с.
- [2] Ташкентское землетрясение 26 апреля 1966 года. Ташкент: Фан, 1971. – 672 с.
- [3] Окамото Ш. Сейсмостойкость инженерных сооружений. Пер. с англ. М.: Стройиздат, 1980. – 342 с.
- [4] Shirozu T., Yune S., Isoyama R., Iwamoto T. Report on Damage to Water Distribution Pipes Caused by the 1995 Hyogo-ken-Nanbu (Kobe) Earthquake., Technical Report NCEER-96- 0012. National Center for Earthquake Engineering Research, State University of New York at Buffalo. Buffalo; NY, 1996. P. 93–110.
- [5] Yang J., Yan X.R. Nonlinearity in seismic soil-structure interaction // Proceedings of the International Conference on Performance-Based Design in Earthquake Geotechnical Engineering: Performance-Based Design in Earthquake Geotechnical Engineering. Tokyo, 2009. P. 469–472.
- [6] Cubrinovski M., Hughes M., O'Rourke T.D. Impacts of Liquefaction on the Potable Water System of Christchurch in the 2010-2011 Canterbury (NZ) Earthquakes // The 14th World Conference on Earthquake Engineering. China, 2008. Pdf. 06–0128.
- [7] Xie X., Symans M., O'Rourke M.J., Abdoun T.H., O'Rourke T.D., Palmer M.C., Stewart H.E. Numerical modeling of buried HDPE Pipelines subjected to strike-slip faulting// Journal of Earthquake Engineering. Vol.15. 2011. No.8. P. 1273–1296.
- [8] Chian S.C., Madabhushi S.P. Effect of buried depth and diameter on uplift of underground structures in liquefied soils // Soil Dynamics and Earthquake Engineering. Vol.41. 2012. –P.181–190.
- [9] HaD., Abdoun T.H., O'Rourke M.J., Symans M.D., O'Rourke T.D., Palmer M.C., Stewart H.E. Centrifuge modeling of earthquake effects on buried high-density polyethylene (HDPE) pipelines crossing fault zones.// Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, Vol. 134. 2008. No.10. P. 1501–1515.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Дата поступления
20.05.2020

Н.А. Нишонов. Зилзилада қувурлар ҳолатининг грунт шароитига боғлиқлигини ўрганиш ва таҳлил қилиш: хулосалар ва таклифлар

Мақолада бўлиб ўтган кучли зилзилалар оқибатларини ўрганиб, ер ости қувурларининг зарарланиш даражаси атрофидаги грунт шароитига боғлиқлиги таҳлил қилинган. Зилзила оқибатида зарарланиш даражаси ўрганилиб, грунт шароитига боғлиқ ҳолда қувурларда бўладиган зарарланишларни камайтириши учун тавсиялар келтирилган.

N.A. Nishonov. Studying and analyzing the state of pipelines during earthquakes depending on soil conditions: conclusions and suggestions

In the article studies the consequences of past earthquakes, analyzes the dependence of the degree of damage to the underground pipeline in the surrounding soil. Recommendations are given to reduce the damage to underground pipelines depending on soil conditions, based on the study of the effects of earthquake.

ОБЛАСТЬ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ МОСТОВ НА СКОРОСТНЫХ И ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ МАГИСТРАЛЯХ

В мостостроении немаловажное место занимают вопрос температурного интервала и условия внешней среды, а именно: при каких погодных и температурных условиях будет эксплуатироваться рассматриваемое мостовое сооружение [1–6]. Эти факторы оказывают существенное влияние на прочность и срок службы мостов. При расчете конструкций, не защищенных от воздействий солнечной радиации, КМК 2.01.01-94 рекомендует средние суточные температуры наружного воздуха в теплое (t_{ew}) и холодное (t_{ec}) время года определять по следующим формулам:

$$t_{ew} = t_{VII} + \Delta_{VII}, \quad (1)$$

$$t_{ec} = t_I + \Delta_I, \quad (2)$$

где t_I, t_{VII} – многолетние средние месячные температуры воздуха в январе и июле, для Узбекистана соответственно – 15 и 45°C; Δ_I, Δ_{VII} – отклонение средних суточных температур от средних месячных, для Узбекистана $\Delta_I = 10^\circ\text{C}$, $\Delta_{VII} = 6^\circ\text{C}$.

Общая закономерность изменения температуры воздуха за период наблюдений совпадает с закономерностью изменений среднемесячной температурой воздуха по КМК 2.01.01.- 97 (рис. 1).

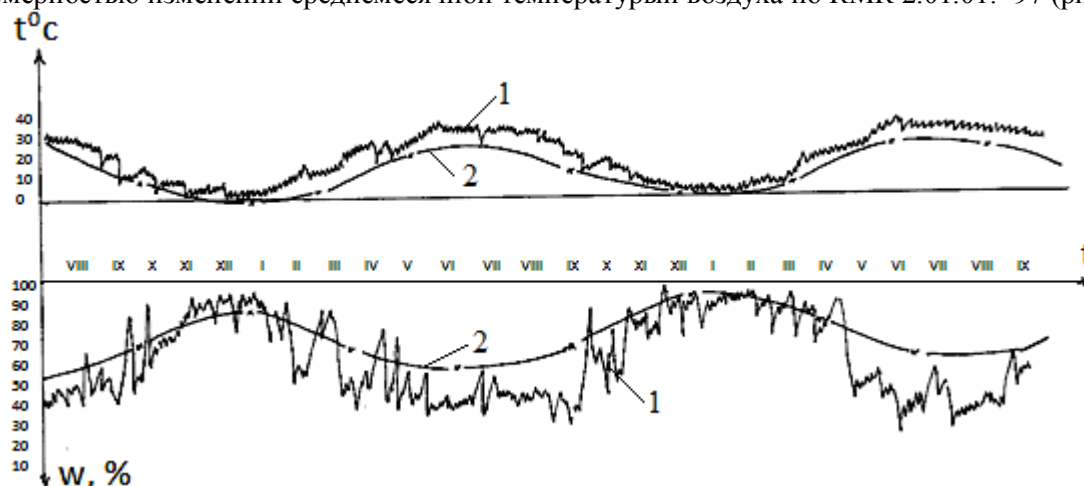


Рис. 1. Изменение температуры и влажности воздуха: 1 – фактическая температура, (°C) и влажность воздуха (%); 2 – среднемесячные изменения температуры и влажности воздуха по КМК 2.01.01-97

Узбекистан, известный своим резко континентальным климатом, что говорит о большом температурном интервале от -20 до +55 °C, имеет на своём счету порядка 900 мостовых сооружений, отвечающих вышеперечисленным условиям. Из них 40% мостов являются железнодорожными. Большую часть из них (90%) составляют железобетонные мосты, остальные 10% занимают металлические и сталежелезобетонные мосты. Количественное преимущество железобетонных мостов объясняется конструктивной жёсткостью и долговечностью по сравнению с металлическими и сталежелезобетонными мостами. Возникающие температурные деформации железобетонного элемента при этом можно вычислять по формуле

$$\varepsilon_{bt} = \alpha_{bt} (t'_b - t_b), \quad (3)$$

где α_{bt} – коэффициент температурной деформации бетона; t'_b и t_b – температуры бетона соответственно в наиболее жаркое и холодное время.

По опытным данным опытов можно отметить, что от повышения температуры железобетонный элемент удлиняется на некоторую величину, которая меньше, чем удлинения арматуры. Деформации железобетонного элемента в таких условиях близки к деформациям бетона. Согласно "Рекомендациям по проектированию бетонных и железобетонных конструкций для жаркого климата", удлинение оси элемента и ее кривизну $(l/r)_t$ от нагревания до расчетной летней температуры

наружного воздуха определяют как для бетонного элемента соответственно по следующим формулам:

$$\varepsilon_t = \Delta t_w \cdot \alpha_{bt} \cdot \gamma_t, \quad (4)$$

$$(1/r)_t = \frac{v_w \cdot \alpha_{bt}}{h} \gamma_t. \quad (5)$$

При расчете железобетонных конструкций для длительного повременного нагрева до расчетной летней и охлаждения до расчетной зимней температуры наружного воздуха изменение длины оси элемента ε_{ics} и ее кривизну $(1/r)_{ics}$ под воздействием температуры и усадки бетона определяют:

- в теплое время года соответственно по формуле

$$\varepsilon_{t,cs} = (\Delta t_w \cdot \alpha_{bt} - \varepsilon_{cx}) \cdot \gamma_t, \quad (6)$$

- в холодное время года соответственно по формуле

$$\varepsilon_{t,cs} = (\Delta t'_w \cdot \alpha_{bt} - \varepsilon_{cx}) \cdot \gamma_t, \quad (7)$$

где Δt_w – нормативное изменение во времени средней по сечению элемента температуры в теплое время года; $\Delta t'_w$ – то же в холодное время года; α_{bt} – коэффициент температурной деформации бетона; ε_{cx} – укорочение оси элемента от усадки бетона.

На рис. 2 показаны различные системы железобетонных мостов, используемых в условиях Республики Узбекистан.

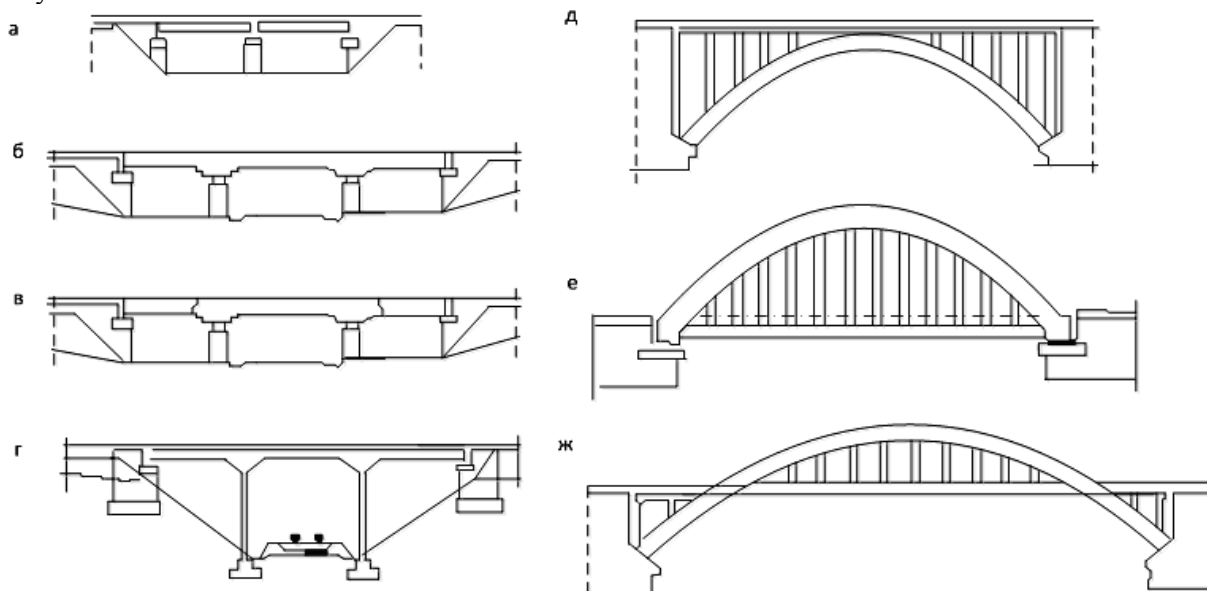


Рис. 2. Железобетонные мосты различных систем: а – балочные разрезные; б – неразрезные; в – консольные; г – рамные; д – арочные с ездой поверху; е – с ездой понизу; ж – с ездой посередине

Среди железобетонных мостов наиболее многочисленны балочные малых и средних пролетов. Наряду с разрезными (рис. 2, а) распространены, хотя и менее, неразрезные и консольные пролетные строения (рис. 2, б и в) с целью увеличения пролетов при минимальной строительной высоте балок.

Уменьшение строительной высоты достигается также применением рамных мостов (рис. 2, г). В них опоры составляют одно целое с пролетным строением, благодаря чему уменьшается не только высота пролетного строения, но и толщина опор.

Балочные и рамные мосты с увеличением пролетов становятся все более громоздкими и неэкономичными. Устройство ферм вместо балок сокращает расход материалов и снижает массу пролетных строений, но сложнее. Разрабатывались проекты различных пролетных строений с фермами для пролетов 33–110 м. Некоторые из них пролетом до 66 м осуществлены и эксплуатируются, но распространения не получили, уступая сталежелезобетонным пролетным строениям.

Большие пролеты до 200 м и более в железобетонных мостах перекрывают арочными пролетными строениями (рис. 2, д, е, ж) с ездой поверху, понизу и посередине.

Во всех мостах перечисленных видов, исключая рамные, опоры сооружают каменные, бетонные, в том числе с использованием железобетона для подферменников, подферменных плит, свай и ростверков, а также целиком железобетонные.

В рамных мостах из железобетона выполнены и сами опоры, поскольку они составляют одно целое с пролетными строениями. Железобетонные опоры широко применяют для путепроводов, где по условиям подмостового проезда, как правило, недопустима большая толщина опор, неизбежная при бетонной и бутовой кладке из-за их малого сопротивления растяжению [1].

По своим техническим особенностям железобетонные мосты принимаются балластными (рис. 3) и безбалластными (рис. 4).

Опыт эксплуатации мостовых сооружений показывает, что стабильность пути на мосту и подходах при мостовом полотне с ездой на балласте выше, чем при безбалластном. По сравнению с подходами жесткость пути на мосту с ездой на балласте выше в среднем в 1.5 раза и более чем в 2.5 раза при езде по железобетонным плитам безбалластного мостового полотна (БМП). Тем не менее, стабильность пути на подходах к мостам с безбалластным полотном может быть обеспечена при наличии участков переменной жесткости.

Мостовое сооружение, объединенное бесстыковым путем, работает как единая система мост - бесстыковой путь (МБП), причем элементы системы активно взаимодействуют между собой, чем достигается перераспределение усилий внутри системы, зависящее как от параметров её элементов, так и от характера связи между ними.

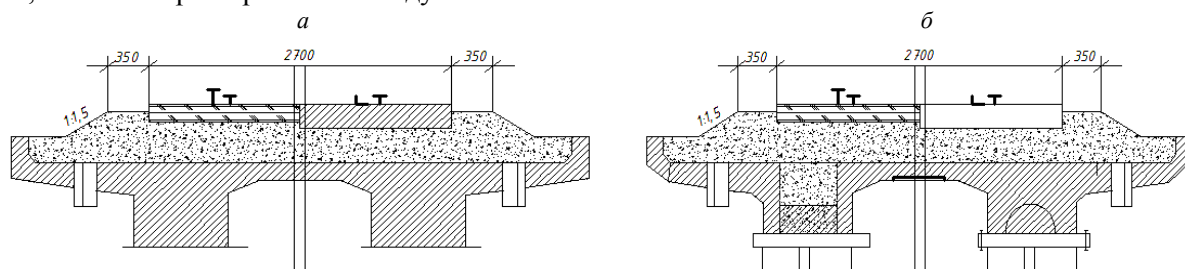


Рис. 3. Типы конструкций мостового полотна железнодорожных мостов: а – на железобетонных пролетных строениях с ездой на балласте и деревянных шпалах; б – то же на железобетонных шпалах

Мост как основание для бесстыкового пути существенно отличается от земляного полотна повышенной деформативностью конструкций под действием внешних факторов (температурных и силовых), вследствие чего в рельсах пути на мосту появляются дополнительные усилия, отсутствующие в рельсах бесстыкового пути на земляном полотне.

Напряжённое состояние рельсов вне моста определяется, как известно, сосредоточенными давлениями колёс подвижного состава и возникающими температурными силами вследствие изменения температуры рельса в зависимости от температуры закрепления плиты на шпалах до текущей температуры. Указанные продольные усилия в рельсах бесстыкового пути относятся к основным.

Дополнительные усилия в рельсах бесстыкового пути на мосту, в основном, обусловлены:

- деформативностью мостовых конструкций вследствие изменений температуры окружающего воздуха;
- деформативностью мостовых конструкций под действием временных вертикальных нагрузок;
- горизонтальными воздействиями поезда нагрузки вдоль оси пути (силами тяги или торможения).

Рассмотрим подробнее факторы, вызывающие появление напряжений в рельсах в период эксплуатации бесстыкового пути на мосту. Это, прежде всего, факторы, общие для пути на земляном полотне и на мосту.

Изучены температуры рельсовой плиты от температуры закрепления рельса на шпалах t_3 до текущей температуры t (в интервале Δt_p). В этом случае температурные осевые напряжения σ_t можно определить из зависимости

$$\sigma_t = \alpha_t \cdot E \cdot \Delta t_p, \quad (8)$$

где σ_t – коэффициент температурного расширения; E – модуль упругости стали.

В нормах на укладку и содержание бесстыкового пути [5] приведены наибольшие и наименьшие значения температур рельсов, возможные для различных регионов Узбекистана (соот-

ветственно t_{max} и t_{min}). Тогда

$$\Delta t_p = t_{max} - t_3; \Delta t_p = t_3 - t_{min}. \quad (9)$$

При отсутствии отступлений от норм содержания рельсовой колеи прохождение высокоскоростным поездом мостов не оказывает влияния на плавность его хода. Динамическая добавка к напряжениям в элементах моста независимо от рода езды находится на уровне нормативной величины [6].

В случае с нагрузкой от температуры, которая, как правило, вызывает большие смещения (свыше 0.5 мм или 2 мм), щебеночный балластный слой на мосту проваливается на многих участках. При этом расчетные нагрузки от температуры, торможения и прогиба рассчитываются и налагаются соответственно каждый для себя с нагруженным или ненагруженным щебеночным балластным слоем. При нагрузках от торможения (и прогибания) в результате движения транспорта ненагруженное состояние сменяется нагруженным. При этом напряжения в рельсах иногда получают завышенную оценку, а усилия на опоре, тем не менее, не всегда учитываются так, как это соответствует действительности. Тем самым верхнее строение пути не включается в отвод нагрузок, а опоры испытывают повышенную нагрузку. Стальные массивные мосты без уравнильных стыков рельса возможны и при более высоких параметрах абсолютной деформации растяжения. Сведения о максимальной абсолютной деформации растяжения (60 м—для стальных мостов, 90 м—для бетонных и комбинированных мостов) представляют собой зарекомендовавшие себя на практике значения, которые должны надежно учесть факторы влияния, обусловленные температурой, троганием с места и торможением, а также, естественно, и конструкцией пролетного строения (конструктивная высота, выступ строительного сооружения) наряду с различными параметрами рельса.

За счет точного ведения документации о подтверждении соответствия требованиям можно отказаться от уравнильных стыков рельса и на длинных мостах. Как правило, здесь можно обеспечить дополнительную длину порядка от 12 до 20 %.

Вместе с тем содержание пути в требуемых показателях перед мостами с безбалластным полотном включает большую долю ручного труда. При этом отметки головки рельса на мосту с плитами БМП жестко зафиксированы, что затрудняет выравнивание пути на подходах. При езде на балласте обслуживание пути на мосту и подходах может производиться в едином технологическом комплексе [3].

Основным преимуществом балластного пролетного строения является то, что верхнее строение пути и мост работают как одна система. Это проявляется равномерным распространением динамической нагрузки по сравнению с БМП. Однако статическая нагрузка является недостатком данной конструкции.

Безбалластное мостовое полотно на железобетонных плитах предназначено для применения на металлических пролетных строениях эксплуатируемых и вновь строящихся железнодорожных мостов, расположенных на прямых участках пути с уклоном 8‰ и менее в районах с расчетной сейсмичностью не более 7 баллов [2].

Безбалластное мостовое полотно на железобетонных плитах обладает высокой стабильностью положения элементов, имеет длительный срок службы, предохраняет от загрязнения и коррозии верхние пояса балок и связи между ними, дает возможность заменять мостовое полотно на деревянных поперечинах без подъема или опускания пути на подходах, обеспечивает безопасный проход по мосту колесных пар в случае схода с рельсов, является экономичным по суммарной стоимости изготовления, укладки и эксплуатации в течение срока службы моста.

На эксплуатируемых мостах безбалластное мостовое полотно на железобетонных плитах

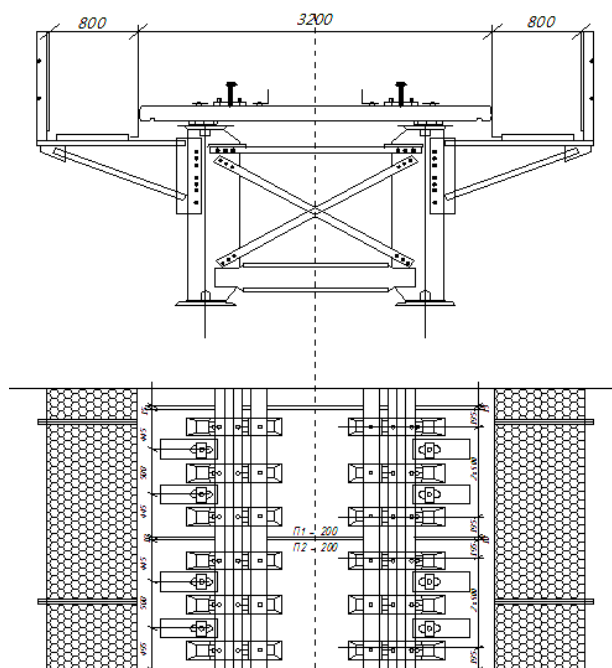


Рис.4. Вид безбалластного пролетного строения

целесообразно укладывать вместо полотна на деревянных поперечинах при его сплошной смене, если в течение ближайших 10–15 лет не предполагается замена пролетного строения [4].

Преимуществами безбалластных (рис. 4) пролётных строений перед балластными является:

- их использование на мостах с внеклассовой длиной в 500 м и выше, так как вес всей конструкции будет значительно меньше по сравнению с балластным пролётным строением;
- обязательная бесстыковая прокладка рельсов, позволяющая поезду проходить по мосту с высокой скоростью (для ВСМ);
- совместимость работы с пролётными строениями.

Влияние на конструкцию и на расчет размеров безбалластных путей на мостах оказывает в основном способ сооружения безбалластных путей.

Поэтому по соображениям технологии строительства, а также технического обслуживания целесообразно применить сквозной способ сооружения безбалластных путей от свободного участка по мосту, не меняя способ сооружения. Тем не менее, наряду с отводом продольных усилий для применения безбалластного пути на мостах решающее значение имеет переход между мостом и свободным участком, а также между пролетами моста. Вследствие этого определяющим фактором для использования на мостах является, как правило, длина моста.

По вышеизложенному можно сделать вывод, что для ВСМ Узбекистана по всем климатическим и температурным условиям соответствуют железобетонные мостовые сооружения рамочного типа, так как такой тип мостовых сооружений более жёсткий и экономичный. Эти две характеристики играют важную роль при повышении скорости движения поездов в связи с возрастанием динамических нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Савин К. Д. Искусственные сооружения. М.: Транспорт, 1977. – 153 с.
- [2] СНиП 2.05.03-84. Мосты и трубы / Минстрой России. – М ГП ЦПП, 1996. – 214с.
- [3] Богданов Г. И. Смирнов В. Н. Железобетонные мосты. СПб.: ПГУПС, 2005. – 127 с.
- [4] Овчинников А. Н., Расулев А. Ф., Фозилов З. Т. Скоростное и высокоскоростное движение на железных дорогах Узбекистана // Журнал «Путь». М. 2012. – 5 с.
- [5] Технические указания по устройству, укладке, содержанию и ремонту бесстыкового пути. М.: Транспорт, 2000. – 96с.
- [6] Смирнов В. Н. Расчёт мостов высокоскоростных железнодорожных магистралей на продольные силы. СПб.: Петербургский государственный университет путей сообщения, 2013. – 65 с.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта

Дата поступления
19.03.2020

Ч.С. Раупов, У. Б. Бекмуродов. Тез ва юқори тезюрар магистралларда турли хил кўприк тизимларидан оқилона фойдаланиш.

Тезюрар темир йўл магистраллари учун турли хил кўприк тизимлари конструкцияларидан оқилона фойдаланиш таҳлили асосида, сунъий иншоотлар параметрларининг иқлим ва минтақавий шароитга боғлиқлиги олинди. Кўприк иншоотларининг турли хил темирбетон тизимлари, уларнинг техник параметрлари ва динамик юкларнинг ортишига боғлиқ ҳолда тезликнинг ошиб боришига мос хусусиятлари кўриб чиқилди. Қурилиш технологияси ва техник хизмат кўрсатиш сабабларига кўра, қурилиш усулини ўзгартирмасдан, кўприкнинг бўш қисмидан иншоотнинг балластсиз йўлларни қуриш усулидан фойдаланиш аниқланди.

Ch.S. Raupov, U.B. Bekmurodov. Area of rational application of various systems bridges on high-speed and high-speed highways.

Based on the analysis of the rational use of bridge structures of various systems for high-speed railways, the dependences of the parameters of artificial structures are obtained, both for climatic and regional conditions. Various systems of reinforced concrete bridge structures, their technical parameters and corresponding characteristics with increasing speed in connection with an increase in dynamic loads are considered. For reasons of construction technology, as well as maintenance, the use of an end-to-end method of constructing ballastless tracks from a free section of a bridge without changing the construction method was revealed.

У.З. ШЕРМУХАМЕДОВ, Х.А. БАЙБУЛАТОВ, О.Т. ИСМАИЛОВ, У.Ю. ХАМДАМОВ

СИРДАРЁ ВИЛОЯТИДАГИ ХАЛҚАРО АҲАМИЯТГА МОЛИК АВТОМОБИЛЬ ЙЎЛЛАРИДАГИ КЎПРИКЛАРДА ТАБИЙ ВА ТЕХНОГЕН ҲАЛОКАТЛАР ОҚИБАТЛАРИНИНГ ДИАГНОСТИКАСИ

БМТ статистик маълумотларига кўра ҳозирги вақтда афсуски, деярли ер юзининг барча регионларида табиий ва техноген ҳалокатларнинг барқарор ўсиш тенденцияси мавжуд. Шу билан бирга, зилзилалар, тошқинлар, тўфонлар, тоғ кўчкилари ва селлар, табиий ёнғинлар ва шу каби табиий офатларнинг ўзи ўта хавфли бўлибгина қолмай, одатда, улар билан бир вақтда содир бўладиган ва талофот кўрган регионлар иқтисодиётга улкан ижтимоий ва иқтисодий зарар келтирадиган бир қатор бошқа фавқулодда вазиятларни келтириб чиқарувчи омил бўлади.

Ушбу ачинарли статистикага инсониятнинг энергетик объектларни асосли жойлаштириш, ҳудудлардан номақбул фойдаланиш, объектларни лойиҳалаш ва қуришда, табиий ва ер ости ресурсларини қазиб олиш, улардан фойдаланишда йўл қўйилган хатолар билан боғлиқ бўлган, ҳамда узоқни кўзламасдан, чуқур ўйламасдан нотўғри олиб борилган хўжалик фаолияти натижасида содир бўлган бир қатор техноген ҳалокатлар ҳам қўшилмоқда.

Афсуски, Республикамиз табиий ва техноген ҳалокатлар таҳликаси борасида бундан истисно эмас. 2020 йил Бухоро ва Сирдарё вилоятларида юз берган воқеалар кўрсатишича, регионимизнинг юқори сейсмиклиги, тоғ ҳудудларидаги сел ва кўчки хавфлари билан биргаликда бўронли шамолларни, атмосфера ёнғинларни ва сув тошқинларнинг ҳам хавфи мавжуд.

Юқорида айтиб ўтилганларга мувофиқ табиий ва техноген характерга эга фавқулодда вазиятларни камайтиришга оид глобал масалалар, ушбу таҳликаларни бошқариш муаммолари ўта долзарб ва ҳаётий муҳим деб ўйлаймиз.

Ҳозирги вақтда дунё фанлари планетамизда содир бўлаётган табиий катаклизмаларни нафақат олдини олишга, балки аниқ содир бўлиш вақти, жойи ва кучини олдиндан айтиб беришга қодир эмас. Дунёдаги илмий амалиётда, табиий ҳалокатли ҳодисалар (масалан, зилзила ва шу кабилар) башорати соҳасидаги тадқиқотлардан деярли бутунлай воз кечилган. Уларни узоқ муддатли ва ўрта муддатли башорати борасида олиб бориладиган тадқиқотлар булардан самаралироқ ҳамда ҳақиқий илмий ва амалий аҳамиятга эга.

Инсониятнинг узоқни кўзламасдан, илмий-амалий жиҳатдан нотўғри олиб борилган хўжалик фаолияти келтириб чиқарган фавқулодда техноген вазиятларга нисбатан муносабат бир мунча бошқача бўлади. Бунда инсоният келиб чиқиш омилларига маълум даражада таъсир эта олмайди, табиий ҳалокатлардан фарқли ўлароқ, техноген фавқулодда ҳодисалар (энергетик объектларни асосли жойлаштириш, ҳудудлардан номақбул фойдаланиш, объектларни лойиҳалаш ва қуришда, табиий ва ер ости ресурсларини қазиб олиш, улардан фойдаланишда ва бошқа йўл қўйилган хатолар билан боғлиқ) ҳозирги замон илм-фан ва технологияларни ривожланиш даражаси уларнинг олдини олдишга имкон яратади.

Шу билан бирга, ҳам табиий, ҳам техноген катаклизмаларга нисбатан потенциал хавф-хатар натижасида келиб чиқадиган зарар ва талофотларни анчагина камайтирувчи илмий-техник, бошқарув ва ташкилий принциплари, табиий ва техноген таҳликаларга қарши ҳимоя чораларнинг бутун бир мажмуасини амалга ошириш назарда тутилмоқда.

Ушбу таҳдидлар таҳликасининг даражаси (мантққа зид бўлса ҳам) технологияларни, шаҳарларни ва бошқа аҳоли яшаш жойларини ривожланиши билан ортиб боради. Аммо дунёдаги жуда катта Фавқулодда Ҳолат (ФХ) оқибатларини ўрганиш натижалари шуни кўрсатадики, агар ҳудудларда олдиндан потенциал таҳликани баҳолаш ишлари, ва уни камайтириш борасида тегишли режалар ва чоралар амалга оширилганда, аҳоли орасидаги қурбонлар сони ва моддий зарар миқдорини анча камайтириш мумкин эди. Шунда тадқиқотлар ва ФХ таҳликасини камайтиришга доир олдини олувчи чораларнинг сарф-харажатлари бу ҳодисалар оқибатларини бартараф этишга кетадиган харажатлардан бекиёс кичик бўлади.

Юқорида қайд этилганларга Республикамизнинг Бухоро ва Сирдарё вилоятларида жорий йилда бўлиб ўтган ҳодисалар яна бир ишончли исбот бўлиб хизмат қилади.

Юқорида келтирилган маълумотларга асосан табиий ва техноген характерга эга ФВ таҳликасини камайтириш, қайд этилган ҳудудларда шу таҳликаларни бошқаришга оид глобал масалалар, айниқса долзарб ва муҳим ҳаётӣ аҳамиятга эга деб айтиш мумкин.

Ҳозирги глобаллашган дунё иқтисодиётида транспорт логистикаси тизимининг аҳамияти жуда ҳам каттадир. Алоҳида олинган бир давлатнинг ёки дунё миқёсида олинган логистика тизимини товарлар ёки хизматлар ҳаракатланаётган қон томирларига қиёсласа бўлади. Ҳозирги замон талабларига жавоб берадиган, замонавий логистика тизимининг қанчалик ривожланганлиги мамлакат ривожининг белгиларидан биридир. Логистика тизимининг асосий қисми сифатида темир ва автомобил йўлларини, бу йўлларда қурилган кўприкларни, тоннелларни ва бошқа сунъий иншоотларни кўрсатиб ўтишимиз мумкин.

Таъкидлаб ўтиш жоизки, Ўзбекистон Республикасида эксплуатация қилинаётган кўприк иншоотларининг кўпчилиги 1960–1970 йилларда қурилганлигини айтиб ўтиш лозим. Шу даврда Фарғона водийси, Сирдарё, Жиззах, Навоий, Бухоро вилоятларида ва Республикамизнинг бошқа регионларида юқори жадаллик билан экин ерларини ўзлаштириш ишлари олиб борилган эди. Тахминан шу давр мобайнида иккинчи жаҳон урушидан аввал ёки бевосита урушдан сўнг қурилган кўприклар қайта қурилди. Яъни умумий фойдаланиш йўлларида эксплуатация қилинаётган кўприкларни деярли 70 % нинг хизмат муддати 40 йилдан ортиқ, ва уларнинг ҳолати асосан қониқарли даражада эмас.

Ўзбекистон Республикаси автомобиль йўлларидаги кўприк иншоотларининг кўпчилиги (36% ортиғи) қониқарсиз, авариявий ёки авария олди ҳолатдадир. Автомобиль йўлларидаги кўприк иншоотларнинг бундай фожиаи ҳолатининг сабаби кўприкларнинг хизмат муддати жуда катталигида ва кўприкларни эксплуатацияси тизимидаги камчиликлар мавжудлигидадир.

2019 й. содир бўлган сув тошқинларининг натижасида Қашқадарё, Жиззах, Бухоро ва Навоий вилоятларида 57 та кўприк иншоотлари бузилиб кетган эди. Бу кўприкларнинг аксариятини тиклаб бўлмади, демак, улар янгидан қурилиши лозим. Ўз вақтида амалга оширилган диагностика, мавжуд нуқсонларни аниқланиши ва уларни бартараф этилиши бузилишларнинг кўп қисмини олдини олишга имкон берар эди.

Ушбу мақолада 2020 йил 1 майда Ўзбекистон Республикаси Сирдарё вилоятидаги Сардоба сув омборининг техноген ва табиий шикастланиши натижасида халқаро аҳамиятга молик М39 ва А380 автомобиль йўлларидаги кўприк иншоотлари зарар кўрганлиги кўриб чиқилади.



1-расм. Кўприкнинг асосий ва кенгайтирилган қисми қирғоқ таянчларининг умумий кўриниши ва нуқсонлари

Сирдарё вилоятининг халқаро аҳамиятга молик автомобиль йўлларидаги кўприк иншоотларида “Автомобиль йўллари илмий тадқиқот институти” унитар корхонаси томонидан олиб борилган текширув диагностика ишлари натижаларини эътиборингизга ҳавола этамиз. Текширув ва диагностика натижалари асосида 13 та кўприкнинг умумий ҳолати баҳоланди ва амалий тавсиялар берилди, улардан А-373 “М39 автойўли– Гулистон – Бўка – Ангрен – Қўқон – Андижон – Ўш” автомобиль йўлининг 7,9 км даги кўприкни техноген ҳалокат оқибатидан кейинги техник ҳолатини диагностика қилиш натижасида қуйидагилар аниқланди:

- кўприк ўтувининг рельефига қараб, сув оқими кўприкнинг бутун кенлиги бўйлаб тенг равишда оқиб ўтади. Эксплуатация йиллари давомида ўзан тубининг сезиларли пасайиши кузатилмаган. Кўприк ўтувидаги коллекторнинг ўзани лойқаланган ва ифлосланган;
- коллекторнинг қирғоғи ва ўзани мустаҳкамланмаган;

– қирғоқ таянчлари яқинидаги кўтарма қияликлари мустаҳкамланмаган. Сув хажмининг фавкулудда тез ва катта ҳажмда ўтиши натижасида қирғоқ таянчлари ёнидаги кўтарма қияликлари ювилиб кетган. Энг катта эрозия кўприкнинг асосий қисмида содир бўлган. Кўприк асосий қисмининг қирғоқ таянчлари орқасида бўшлиқ-ўпирилишлар пайдо бўлган. Кўприкнинг кенгайтирилган қисмидаги қирғоқ таянчларининг қозиклари очилиб қолган (1-2-расмлар);



2-расм. Кўприкнинг асосий ва кенгайтирилган қисми оралиқ таянчи конструкциясининг нуқсонлари

– кўприк ости бўшлиғи ва қирғоққа яқин жойлари ифлосланган (3-расм);
– кўприкнинг асосий қисмидаги сарров усти қисмлари авария олди ҳолатда. Сарровлар бетони қисман бузилган, арматура стерженлари коррозияланган, оралиқ қурилмаларнинг таяниш участкаларидаги бетоннинг синиши мавжуд (4 – 6-расмлар);



3-расм. Қирғоқ таянчи атрофидаги кўприк ости бўшлиғининг умумий кўриниши



4-расм. Кўприкнинг асосий ва кенгайтирилган қисмларини бирлаштирувчи чокнинг кўриниши



5-расм. Ўрта таянч сарровларининг нуқсонлари

– қирғоқ таянчлари сарровининг устки юзаси грунт ва ер ости сувларидаги тузларнинг агрессив таъсирида шўрланган, арматуралар очилиб қолган;

– кўприкнинг асосий қисми таянчлари устидаги чокларни бирлашув жойлари (4-расм) ва қатнов қисми плитаси чеккалари бузилган, бундан ташқари, кўприк оралиқ қурилмалари тўсинларининг бирлашадиган деярли барча жойлари вайрон бўлган. Бунинг асосий сабаби эса, кўприк элементларининг вақтида эксплуатация қилинмаганлиги ва автомобиль филдиракларининг динамик таъсири остида деформацион чокларнинг очилиши ҳисобланади.



6-расм. Оралиқ қурилма тўсинларини сарровга жойлаштириш жойидаги нуқсон ва шикастланишлар



7-расм. Кўприк асосий қисмидаги оралиқ қурилма конструкцияларининг нуқсонлари

– оралиқ қурилма тўсинларининг сарровларга таяниш жойларида уларнинг қовурғаларида бузилиш кузатилади (6-расм). Бу нуқсонларнинг пайдо бўлиш сабаби таянч қисмларнинг мавжуд эмаслиги ва эксплуатацияга вақтида эътибор берилмаганлиги;

– оралиқ қурилмалар тўсинлари юзасида 2.0 мм гача бўлган горизонтал ёриқлар, бетон синиши ва киришишдан ёриқларнинг мавжуд (7-расм);

– пиёдалар ўтиш жойи плиталаридаги ҳимоя қатлами бузилган, панжара тўсиқлари бетони синган ҳамда панжаралар секциясининг маълум бир қисми қулаган;

– қатнов қисми томонидан сув қочириш тизими ишдан чиққан;

– гидроизоляциянинг бузилиши натижасида оралиқ қурилма тўсинлари ва плиталарида шўрланиш бошланган;

оралиқ қурилма тўсинлари таянч қисмларисиз рубероид тўшамасига ўрнатилган.

Кўприк асосий қисмидаги оралиқ қурилмаларнинг ресурси амалий жиҳатдан деярли ишдан чиққан. Кўприк асосий қисмидаги таянчлар ҳам авария олди ҳолатида. Тўлиқ ҳажмда кучайтириш ишларини ўтказишга кўп вақт ва катта маблағ сарф этилишини талаб қилади, бажарилган ишларнинг самараси эса қисқа муддатли бўлади.

Транспорт воситаларининг хавфсизлигини таъминлаш учун **янги кўприк қуриш ёки кўприкнинг асосий қисмини алмаштириш тавсия этилади.**

Оғирлиги 30 тоннадан ортиқ бўлмаган юк машиналари ва енгил машиналарнинг вақтинча ўтишида кўприкнинг кенгайтирилган қисмидан фойдаланиш мумкин. Бундай ҳолда транспорт воситаларининг тезлигига чекловлар жорий этилиши лозим. Оғирлиги 30 тоннадан ортиқ бўлган транспорт воситаларининг Ховос, Даштобод ва Жиззах йўналиши бўлаб юриши мумкин.

Диагностика натижалари таҳлили даврида аниқланган камчиликларнинг бир қисми техноген ҳалокат натижасида пайдо бўлган бўлса, бир қисми қурилиш ва эксплуатация даврида пайдо бўлган. Мисол учун, ШНҚ 2.05.03-12 “Кўприклар ва қувурлар” [2] ва ШНҚ 2.01.20-16 “Сейсмик ҳудудларда транспорт иншоотлари қурилиши” [4] талабларида белгиланган антисейсмик қурилмалар кўриб чиқилган кўприкларда ўрнатилмаган.

Шунинг учун, ер юзида рўй берадиган энг асосий табиий ҳалокатлардан бири бўлган зилзилаларга қарши курашнинг асосий усули – бу турли мақсадлар учун мўлжалланган объектлар, бинолар ва иншоотларнинг сейсмик хавфсизлигини таъминлашдир [5]. Бунга иншоотларни фан ва техниканинг энг замонавий ютуқлари асосида лойиҳалаш ва қуриш, эксплуатациядаги объектларни ишончли тарзда эксплуатация қилишга оид тавсияларни ишлаб чиқиш, назарий-экспериментал тадқиқотлар натижалари асосида қурилиш конструкцияларни тиклаш ва кучайтириш, ҳамда аҳолини ўргатиш ва тезкор тизимларининг тегишлича тайёргарлик даражасини ошириш йўли билан амалга оширилади.

Кейинги йилларда қурилган барча кўприк иншоотлари 1970–1975 йй. ишлаб чиқилган намунавий лойиҳаларга мувофиқ лойиҳаланган. Яъни йиғма темирбетон тўсинлар ва плиталар қозиқли ёки устунсимон, гоҳо катта ҳажмли монолит таянчларга ўрнатилган. Бундай кўприк

иншоотларини лойиҳалашда зилзилабардошлик масалалари сейсмик тиргакларни (упор) ўрнатишдан иборат эди. 2013–2018 йиллар оралиғида “Автомобиль йўллари илмий-текшириш институти” УК томонидан ўтказилган кўприк иншоотларининг диагностикаси натижаларига кўра эксплуатациядаги кўприкларнинг оралиқ қурилмаларини ярмидан кўпида сейсмик тиргаклар йўқлиги аниқланди.

Демак, сейсмик жиҳатдан заифлигини баҳолашнинг зарурлиги ва шу кўприкларни сейсмик таъсирга қарши кучайтириш чораларини кўриш масалалари кўтарилади. Бундан ташқари, эски кўприкларни кучайтирилиши ва кенгайтирилиши замонавий автотранспорт воситаларини ўтказиш учун ҳам зарурдир. Кўприк қурилиши участкасида грунт шароитларини ва микросейсмик районлаштиришни етарли даражада ўрганилмагани ҳам камчиликлардан яна бири бўлади. Бундан ташқари, кўприк иншоотларини паспортлаштиришда ушбу кўрсаткичлардан фойдаланилмайди. Кўприклар паспортига ушбу кўрсаткичлар киритилса кўприк иншоотларини сейсмик жиҳатдан заифлигини баҳолаш анча осон кечади.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Ўзбекистон Республикаси Президентининг “Йўл соҳасини бошқариш тизимини янада такомиллаштиришга оид чора-тадбирлар тўғрисида”ги 2019 йил 9 декабрдаги ПҚ-4545-сонли Қарори.
- [2] ШНҚ 2.05.03–12. Кўприклар ва қувурлар. –Т.: ЎЗР Давархқурилишқўм, 2012. – 452 б.
- [3] ШНҚ 3.06.07-08. Мосты и трубы. Правила обследований и испытаний.
- [4] ШНҚ 2.01.20-16. Сейсмик ҳудудларда транспорт иншоотлари қурилиши”. Тошкент, 2016.
- [5] Shermukhamedov U. Z. Transport inshootlarining zilzilabardoshligi. O'quv qo'llanma. Toshkent, 2019. – 181 b.
- [6] Шермухамедов У.З., Абдурахатова М.А. Современное состояние и перспективы проектирования и строительства городских транспортных сооружений Республики Узбекистан// Журнал «Путевой навигатор». Спб.: РФ. 2018. № 36–37. С. 24–28.

Тошкент темир йўл муҳандислари институти
“Автомобиль йўллари илмий тадқиқот институти” УК

20.05.2020 й.
қабул қилинган

У.З. Шермухамедов, Х.А. Байбулатов, О.Т.Исмаилов, У.Ю. Хамдамов. Диагностика последствий естественных и техногенных аварий мостов на автомобильных дорогах международного значения в Сырдарьинской области
В данной статье описываются последствия техногенного и природного ущерба Сардобинскому водохранилищу в Сырдарьинской области Республики Узбекистан, а также ущерб мосту на автодороге международного значения. По результатам осмотра-диагностических работ было оценено общее состояние моста и даны практические рекомендации.

U.Z. Shermukhamedov, H.A. Baybulatov, O.T. Ismailov, U.Yu. Hamdamov. Diagnostics of the consequences of natural and man-made accidents of bridges on highways of international importance in the Syrdarya region

This article describes the consequences of technological and natural damage to the Sardoba reservoir in the Syrdarya region of the Republic of Uzbekistan, as well as damage to the bridge on the highway of international importance. Based on the results of the inspection and diagnostic work, the general condition of the bridge was evaluated and practical recommendations were given.

УЎК 625.12.033.38

М.М. СОБИРОВА

ҚУМ ГРУНТЛАРДАН БАРПО ЭТИЛГАН ТЕМИР ЙЎЛ ЕР ТЎШАМАСИНИНГ КУЧЛАНГАНЛИК – ДЕФОРМАЦИЯЛАНГАНЛИК ҲОЛАТИНИ СОНЛИ УСУЛЛАР БИЛАН ТАДҚИҚ ЭТИШ

Янги темир йўл линияси қурилиши, темир йўл умумий тармоғига юқори тезликдаги ҳаракатни татбиқ қилиниши, ҳаракат таркиби паркини янгиланиши, ҳаракат интенсивлиги ва поездлар оғирлиги ошиши билан ҳарактерланадиган Ўзбекистон Республикаси темир йўл соҳасидаги техник тараққиёт ер тўшамасининг юк кўтариш қобилиятини таъминлашда бир қатор мураккаб масалаларни ечиш талаб қилинади, айниқса, қумли ҳудудларда бу яққол намоён бўлмоқда [1–3].

Темир йўл ер тўшамаси табиий иқлимий муҳит ва динамик юклар шароитида ишловчи грунтли объектлар мураккаб комплексини ифода этади. Ер тўшамасининг мураккаблиги, табиий муҳит омилларини тасодифий характери ер тўшамаси турғунлиги ва деформативлигига сезиларли таъсир қилади. Ўзбекистоннинг чўлли ҳудудларида темир йўлларни қуриш ва ишлатиш амалиёти

мазкур ҳудудлардаги темир йўлнинг деформация ва емирилишларга энг кўп мойиллигини кўрсатади.

Темир йўл ер тўшамасининг иши қуйидаги ўзаро боғлиқ омиллар билан аниқланишини таъкидлаш лозим [3]:

- Ер тўшамасини ташкил қилувчи грунт таркиби, ҳолати ва хоссалари – грунт тури, зичлиги, намлиги, гранулометрик таркиби, минорологик таркиби, диссипатив ва ютувчи қобилияти ва бошқалар.

- Таъсир қилувчи кучлар характери ва катталиги, эксплуатацион кўрсаткичлари – статик, вибрацион ва динамик таъсирлар, ҳаракат интенсивлиги, ҳаракат таркиби ўқиға келиб тушувчи юк микдори, поездлар ҳаракати тезлиги, поездлар узунлиги ва бошқалар.

- Йўл устки қурилмаси конструктив кўрсаткичлари ва унинг ҳолати – релс тури, балласт тури ва қалинлиги, шпал эпюраси ва улар тури, бирикмалар тури, релс колеяси, релсдаги нотекисликлар мавжудлиги ва бошқалар.

Кўрсатилган омиллар натижасида ер тўшамаси грунтини тебраниш жараёни тавсифи кескин ҳолатини аниқлайди, улардан энг муҳими ер тўшама танаси ва унинг ташқарисида тарқалиши билан бир қаторда асосий майдонда тебраниш амплитудаси ва максимал динамик кучланишидир.

Ҳозирги вақтда ер тўшамасининг ҳисоби қуйидаги назарий усуллар ёрдамида бажарилиши мумкин [2]:

1. Айрим эгри чизикли юзалар бўйлаб грунтнинг силжишидан қияликларни емирилиш эҳтимолини кўриб чиқувчи усуллар;

2. Ер массаларини текис юза бўйлаб силжишини қабул қилган содда ҳисоблаш схемаларига асосланган усуллар;

3. Силжиш чизиклари тўрини қуриш билан ер тўшамаси грунтларининг чегаравий мувозанат тенгламалар системасини ҳисоблашга асосланган усуллар.

Бу усуллар қуйидаги чекланишларга эга: қияликлар ҳисоби олдиндан берилган шаклдаги силжиш чизиклари бўйича бажарилади, поездлар ҳаракатидан ҳосил бўлувчи инерция кучлари ҳисобга олинмайди ва бошқалар. Шунинг учун сўнгги йилларда замонавий ҳисоблаш техникасидан фойдаланиб ер тўшамаси грунтнинг кучланганлик - деформацияланганлик ҳолатини ҳисоблаш усуллари жадал ривожланди. Бу ҳисоблар чекли элементлар усулига асосланган. Чекли элементлар усули грунтнинг мураккаб моделини қўллаш, унинг физико-механика хоссаларини синчиклаб аниқлаш ҳамда моделлаштирилаётган темир йўл ер тўшамасининг реал геометрик ўлчамларини киритиш талаб этилади.

Ҳозирги вақтда муҳандислик иншоотларини ҳисоблаш учун ANSYS, COSMOS/S, PLAXYS, SCAD, Robot, ABAQUS, MSC/NASTRAN, MSC/PATRAN, ЛИРА каби дастурий комплексларидан кенг фойдаланилади. Бу дастурлар қаттиқ жисм механикаси, суюқликлар ва газ механикаси, хусусан масалани динамик кўйилишида, иссиқлик физикаси масалалари, электромагнетизм ҳамда боғланган масалаларни ечишга имкон беради.

Поезднинг вибродинамик юки таъсиридаги қумнинг мустаҳкамлик хоссаларининг ўзгаришини И.В. Прокудин [1] методикаси билан ҳисоблаш тавсия этилади:

$$c_{\text{дин}} = c \cdot \left[(1 - K_c) + K_c \cdot e^{-k(A_{zy} - A_n)} \right], \quad (1)$$

$$\varphi_{\text{дин}} = c \cdot \left[(1 - K_\varphi) + K_\varphi \cdot e^{-kA_{zy}} \right]. \quad (2)$$

Бу ерда K_c – боғланишни нисбий камайтириш коэффициенти, қум учун $K_c=0.134$; K_φ – ички ишқаланиш бурчагини нисбий камайтириш коэффициенти, қум учун $K_\varphi=0.226$; k – грунтнинг виброқайтиш коэффициенти, қум учун $k=0.01$; A_n – тебраниш бошланиш амплитудаси, $A_n=0$; A_{zy} – z ва y координаталарига эга нуктадаги қумнинг натижавий тебраниш амплитудаси:

$$A_{zy} = A_0 e^{z - \ln \delta_1 - \delta'_2 \varphi(y) - \delta''_2 (y - 1.35) - \delta_3 h_i}. \quad (3)$$

Бу ерда A_0 – ер тўшама асосий майдонидаги қум тебранишининг максимал эҳтимолиги 90 км/с да поезд максимал тезликда қум учун $A_0=440$ мкм; z – асосий майдондаги кўрилаётган нуктагача вертикал бўйича масофа; y – кўрилаётган нуктагача горизонтал бўйича масофа, м; δ_1 – вертикал текисликда ўсиш коэффициенти, 1/м, қум учун $\delta_1=0.497$; δ'_2 – биринчи зонадаги тебранишнинг ўсиш коэффициенти, қум учун $\delta'_2 = -207$; δ''_2 – иккинчи зонадаги тебранишнинг

ўсиш коэффициенти, қум учун $\delta_2'' = -0.008$; δ_3 – ер тўшамасининг чўкиш қисмидаги ўсиш коэффициенти

$$\delta_3 = \frac{\ln \delta_1}{1.5 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1}, \quad (4)$$

бу ерда α_1 – кўтарманинг қиялик бурчаги; h_i – кўрилатган нукта юқорисидаги кўтарма баландлиги (м)

$$h_i = \begin{cases} 0 & \text{при } y \leq 0.5b_{nl}, \\ (y - 0.5b_{nl}) \operatorname{tg} \alpha_1 & \text{при } y > 0.5b_{nl}. \end{cases} \quad (5)$$

Бу ерда b_{nl} – ер тўшамасининг асосий майдон кенлиги, м;

$$\varphi(y) = \begin{cases} (y - 1.35) & \text{при } y \leq 3.6, \\ 2.25 & \text{при } y > 3.6. \end{cases} \quad (6)$$

Темир йўл ер тўшамаси грунтларининг қаттиқлик хусусиятлари пасайиши вибродинамик оғирлик таъсири билан асосланади ва оғирликнинг пайдо бўлиш ва ўлчамларидан қатъий назар, унинг қатталигига тўлиқ боғланган. Вибродинамик таъсирининг ортиши билан солиштирма боғланганлик ва ички ишқаланиш бурчагининг ўзгариши қонуниятлари бархан қумларнинг ташқи оғирликлар таъсирига қарши курашиш ҳолати ва лаёқатини асосий аниқловчиси бўлиб ҳисобланади. Қаттиқлик хусусиятлари ва вибродинамик таъсирнинг қатталиги ўзгаришининг орасидаги аналитик алоқасини белгилаш темир йўл ер тўшамасига жойлаштирилган бархан қумларининг юк кўтариш лаёқатининг ҳисобини олиб бориш учун имкон беради.

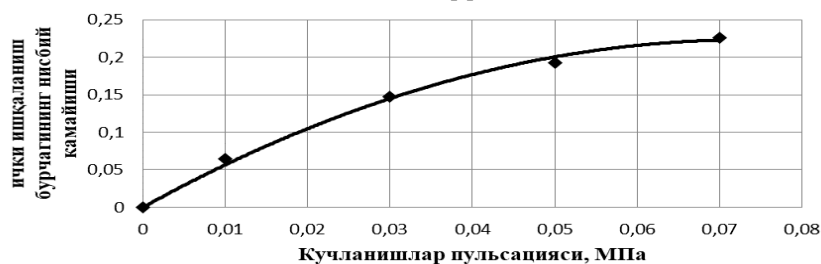
Бархан қумларининг қаттиқлик хусусиятлари ўзгаришига кучланишлар пулсациясининг таъсири оптимал намликка эга бархан қумларидан тайёрланган намуналарда ўрганилган, намлик бизнинг ҳолатимизда тажрибавий тадқиқотлар натижалари бўйича 10%га тенг. Намуналарнинг ҳажм массаси кўрсатилган намлик билан стандарт зичланишда аниқланган максимал қийматга мос келади. Кучланишлар пулсацияси тебранишлар максимал амплитуда билан кучланишлар пулсацияси гидродинамик генератор ёрдамида амалга оширилган (жадвал).

Бирлашишнинг нисбий камайиши ва ички ишқаланиш бурчаги кўрсаткичларининг кучланишлар пулсациясига боғлиқлиги тадқиқотлари натижалари 1- ва 2-расмларда мос равишда тақдим этилган. Тадқиқотлар шуни кўрсатдики, бирлашишнинг нисбий камайиши ва ички ишқаланиш бурчаги кўрсаткичлари кучланишлар пулсацияси частотасига боғлиқ эмас.

Таъкидлаш жоизки, k_c ва k_φ ўсиши характери катта фарқларга эга эмас.



1 – Расм. бархан қумларнинг солиштирма бирлашишнинг нисбий камайиши кўрсаткичларининг кучланишлар пулсацияси катталигига боғлиқлиги: 1 – 1 зичланиш коэффициентида; 2 – 0.95 зичланиш коэффициентида; 3 – 0.9 зичланиш коэффициентида



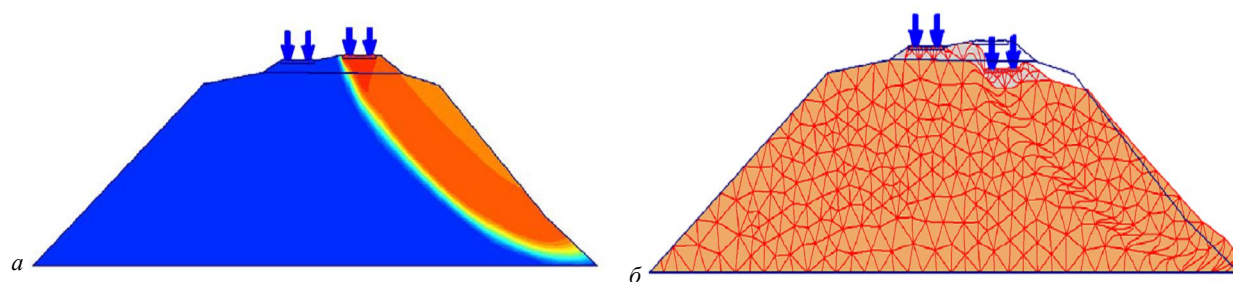
2 – Расм. Бархан қумларининг ички ишқаланиш бурчаги нисбий камайиши кўрсаткичларининг кучланишлар пулсацияси катталигига боғлиқлиги: 1 – 1 зичланиш коэффициентида; 2 – 0.95 зичланиш коэффициентида; 3 – 0.9 зичланиш коэффициентида

Олинган натижалар таҳлили шундан далолат берадики, кучланишлар пулсацияси катталиги ўсиши билан бирлашишнинг нисбий камайиши ва ички ишқаланиш бурчаги кўрсаткичлари катталашади.

Материалларнинг механик кўрсаткичлари

Материал	Материаллар хусусиятлари				
	Эластиклик модули E , кПа	Эластиклик модули, μ	Хажм массаси, γ , т/м ³	Бирлашиш c , кПа	Ички ишқаланиш бурчаги ϕ , град
Темир бетон шпаласи	$3.25 \cdot 10^7$	0.2	2.5	-	-
Щебенли балласт	10^5	0.27	1.85	2	27
Кўтарма грунти (бархан қумлар)	$7 \cdot 10^4$	0.31	1.68	0.5	31

3-расмдан кўриниб турибдики, модел ер тўшамаси кучланганлик-деформацион ҳолатини тўлиқ изоҳлаб беради. Намунада кўриниб турибдики, бундай геометрик параметрларга ва каттиқлик хусусиятларига эга кўтарма, ўтаётган поездлардан ҳосил бўладиган вибродинamik оғирликни кўтара олмайди. Шундан келиб чикиб, кўтарма конструкциясини ўзгартириб, ҳисобни такорлаш жоиздир.



3 – Расм. ANSYS дастурий мажмуада бархан қумлардан тўпланган кўтарманинг 5.5 м баландлигида, асосий майдончанинг 11.8 м кенглигида олиб борилган ҳисобнинг натижалари: а – тўлиқ деформациялар; б – кўтарманинг деформацияланган кўриниши

Шундай қилиб, темир йўл ер тўшамасини чекли элементлар усули билан ҳисоблаш тавсия этилади. Чунки бу усул ёрдамида ер тўшамаси ишини ва унинг кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини математик ва механик моделлар билан ифодалаш мумкин. Кўтармалардаги грунт моделларида динамикани Прокудин методикасини қўллаш йўли билан ҳисобга олиш тавсия этилади. Чунки Прокудин методикаси вибродинamik юқлар таъсирида грунтларнинг мустаҳкамлик хоссаларини камайишини ҳисобга олади.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Прокудин И. В. Влияние промежуточных креплений на колебания грунтов земляного полотна. М.: Путь и путевое хозяйство. 2009. №6.
- [2] Абдукамилов Ш. Ш. Исследование колебательного процесса барханных песков, уложенных в железнодорожное земляное полотно. Омск // Известия Транссиба. 2014. № 8.
- [3] Стоянович Г. М. Упругопластическое деформирование тела и основания земляного полотна при статических и вибродинамических нагрузках. Хабаровск: ДВГУПС. 2006.

Тошкент автомобиль йўллари лойиҳалаш,
қуриш ва эксплуатацияси институти

22.01.2020 й.
қабул қилинган

М.М. Собирова. Расчет напряженно-деформированного состояния железнодорожного песочно-грунтового земляного полотна числовым методом

В статье численным методом исследована несущая способность железнодорожного полотна возведенного в песчаных барханах на участке Навои-Мискен и напряженно-деформационного состояния железнодорожного покрытия на основе методики И.В. Прокудина и Ш.Ш. Абдукамилова.

M.M. Sobirova. Improvement of structure - deformation of cleanliness of railway waste

In hired methodology of calculation of bearing strength of railway earthen bed is adjusted from sundress, worked out Prokudin I.V. and Abdukamilov Sh.Sh. taking into account the features of sundress on the area of Navoi-Misken

ЙИГИРИЛГАН ИПАК ВА ПАХТА ИПЛАРИНИ НАҚШЛИ ТРИКОТАЖНИНГ ХОМ АШЁ САРФИГА ТАЪСИРИНИ ТАҲЛИЛИ

Кириш. Маҳаллий хом ашёларни чуқур қайта ишлаб, сифатли рақобатбардош тайёр маҳсулот ишлаб чиқариш, мамлакатимиз иқтисодиётини экспорт салоҳиятини ошириш масалалари Республика тўқимачилик саноати мутахассислари олдида турган энг муҳим ва долзарб муаммоларидан биридир.

Ўзбекистонда йигирилган пахта ва ипак иплари ишлаб чиқарилади. Маълумки, ушбу хомашё турларининг гигиеник хусусиятлари юқори. Бундан ташқари, айнан пахта ва ипак йигирилган ипларидан ишлаб чиқарилган маҳсулотларга истеъмолчиларнинг эҳтиёжи ўсиб бормоқда. Бугунги кунда маҳаллий хом ашёлардан рақобатбардош экспортбоб маҳсулотларни олишнинг илмий асосланган технологияларни яратиш ва ишлаб чиқаришга жорий этиш жуда долзарб масалалар бўлиб келмоқда.

Йигирилган ипак ва пахта ипларидан фойдаланиб, янги таркибли трикотаж тўқима турларини ишлаб чиқариш трикотаж тўқималари ассортиментини кенгайтиради ва уларнинг сифат кўрсаткичларини ошириш имконини беради. Маълумки, трикотаж тўқимаси таркибига бирор бир янги турдаги ип ёки халқа элементлари киритилса, тўқиманинг тузилиши ва ўлчамлари ўзгаради [1–2].

Трикотажнинг юза зичлиги, горизонтал ва вертикал бўйича зичлик, халқа ипи узунлиги, халқа қаторлари, ҳамда қалинлик трикотаж тўқималари тузилишини тавсифловчи кўрсаткичлар ҳисобланади. Трикотаж тўқимасининг энг асосий тавсифларидан бири - хом ашё сарфининг камлигидадир. Анъанавий ҳолда тўқимада хом ашё сарфининг энг муҳим омили - трикотаж тўқимаси юза зичлиги ҳисобланади.

Тажрибавий тадқиқотлар. Юқорида қайд этилган омилларни инобатга олган ҳолда пахта-ипакли трикотаж тўқималарининг янги ассортиментларини олишда тўқима таркибидаги йигирилган ипак ва пахта иплари улуши ўзгаришини тўқиманинг юза зичлигига таъсирини ўрганиш учун керак бўлган математик моделларни куришни тақозо этади. Таъсир этувчи яъни кирувчи факторлар сифатида йигирилган ипак ипи улуши (X_1) ва пахта ипи улуши (X_2) ва тўқиманинг халқа қатори баландлиги (X_3) кўрсаткичлари олинган. Чиқувчи фактор сифатида (Y)-трикотаж тўқимасининг юза зичлиги кўрсаткичи танланди. Демак, трикотаж тўқимаси кўрсаткичлари ўзгаришини юза зичлиги кўрсаткичига таъсири тажриба асосида ўрганилади.

Тажриба ўтказиш шартлари қуйидаги 1-жадвалда келтирилган.

1-жадвал

Тажрибанинг режалаштириш шарти

№	Факторнинг номи, белгиси	Кодлаш-тирилган белгиси	Факторнинг ҳақиқий қийматлари			Ўзгариш орилиги
			-1	0	+1	
1	Йигирилган пахта ипи улуши, $Y_{\text{пахта}}$, %.	x_1	56	62	68	6
2	Йигирилган ипак ипи улуши, $Y_{\text{ипак}}$, %.	x_2	32	38	44	6
3	Тўқиманинг халқа қатори баландлиги, В, мм.	x_3	0,91	1,01	1,11	0,1

Тадқиқотда бир жинслилигини баҳолашда Кохрен критериясидан, регрессия коэффицентларини Стьюдент критериясидан, регрессион моделларни баҳолашда Фишер критерияларидан фойдаланилди.

Натижаларнинг муҳокамаси. Ҳар бир шароитда чиқувчи параметрни тажрибавий натижалари олинди ва уларнинг ўртача қийматлари 2-жадвалда келтирилди [2–4].

Тажриба натижаларини қайта ишлаш:

1. Ўртача қиймат натижалари қуйидагича аниқланади:

$$\bar{y}_1 = \frac{y_{11} + y_{12} + y_{13}}{3} = \frac{572.3 + 572.2 + 572.1}{3} = 572.2 \quad (1)$$

Ушбу чиқувчи факторлар (y_1, y_2, y_3) тажриба натижалари асосида аниқланди.

Олинган ўртача қиймат натижаларининг ўртачаси қуйидагича топилади:

$$\sum \bar{y} = \frac{\bar{y}_1 + \bar{y}_2 + \bar{y}_3 + \bar{y}_4 + \bar{y}_5 + \bar{y}_6 + \bar{y}_7 + \bar{y}_8}{N} = \frac{572.2 + 580.3 + 585.5 + 590.4 + 572.4 + 581.4 + 585.7 + 590.7}{8} = 582.3.$$

Тажрибалар асосида олинган қийматларни дисперсияси қуйидагича аниқланади ва олинган натижалар 3-жадвалда акс этади.

2-жадвал

Режалаштириш матрицаси, тажриба ва ўртача қийматлари ҳисобий натижалар

y	Факторлар			Чиқувчи факторлар Y _u			$\bar{y}$
	x ₁	x ₂	x ₃	y ₁	y ₂	y ₃	
1	-	-	-	572.3	572.2	572.1	572.2
2	+	-	-	580.4	580.3	580.2	580.3
3	-	+	-	585.4	585.6	585.5	585.5
4	+	+	-	590.4	590.5	590.3	590.4
5	-	-	+	572.4	572.3	572.6	572.4
6	+	-	+	581.4	581.3	581.5	581.4
7	-	+	+	585.6	585.7	585.8	585.7
8	+	+	+	590.6	590.7	590.8	590.7

Дисперсия қиймати қуйидагича аниқланади:

$$S_1^2 = \frac{(\bar{y}_1 - y_{11})^2 + (\bar{y}_1 - y_{12})^2 + (\bar{y}_1 - y_{13})^2}{N - 1} = \frac{(582.3 - 572.3)^2 + (582.3 - 572.2)^2 + (582.3 - 572.1)^2}{3 - 1} = 153.9. (2)$$

2. Смирнов-Грабс критерияси ёрдамида чегаравий қийматлар аниқланади. Бунда, ҳар бир вариант учун ҳисобланган V_{Rmax} ва V_{Rmin} нинг қийматларини жадвалдан олинган V_T [P_d ; m] (P_d —ишончлилик эҳтимоли) қиймати билан солиштирилади. Масалан, $P_d=0.95$ эҳтимоли билан m (тажриба такрорийлиги)=3 да $V_T=1.412$ га тенг.

Агар $V_{Rmax} > V_T$ ёки $V_{Rmin} > V_T$ бўлса, у ҳолда y_{max} ёки y_{min} қийматлар кейинги статистик қайта ишлашдан чиқариб ташланади.

Бунда $V_{Rmax} < V_T$ ва $V_{Rmin} < V_T$ шарт бажарилиши керак.

Смирнов-Грабс критерияси ёрдамида чегаравий қийматлар аниқланади:

1-вариант (-;-;-) учун:

$$y_{min}=572.1; y_{max}=572.3; S\{y\} = \sqrt{S_y^2} = \sqrt{153.9} = 12.4; (3)$$

$$V_{Rmax} = \frac{y_{max} - y_{ypm}}{S\{y\}} \cdot \sqrt{\frac{m}{m-1}} = \frac{572.3 - 572.2}{12.4} \cdot \sqrt{\frac{3}{3-1}} = 0.009; (4)$$

$$V_{Rmin} = \frac{y_{ypm} - y_{min}}{S\{y\}} \cdot \sqrt{\frac{m}{m-1}} = \frac{572.2 - 572.1}{12.4} \cdot \sqrt{\frac{3}{3-1}} = 0.009; (5)$$

$$\begin{aligned} V_{Rmax} &< V_T; & V_{Rmin} &< V_T; \\ 0.009 &< 1.412; & 0.009 &< 1.412. \end{aligned}$$

Смирнов-Грабс критерияси ёрдамида чегаравий қийматларнинг қолган вариантлари ҳам юқоридаги кетма-кетлик бўйича ҳисоблаб топилади. Демак, Смирнов-Грабс критерияси ёрдамида чегаравий қийматлар аниқланди ва шарт бажарилди.

3. Кохрен критерияси ёрдамида дисперсияларни бир жинслигини текшириш.

Дисперсияларнинг бир жинслилигини текшириш Кохрен критерияси формуласи ёрдамида ҳисобий қиймат қуйидагича ҳисобланади:

$S_{max}^2\{y\}$ – дисперциянинг энг катта қиймати – 153.9; $\sum S_u^2\{y\}$ – дисперциянинг йиғиндиси – 544.2

$$G_R = \frac{S_{max}^2(y)}{\sum_{i=1}^N S_u^2(y)} \cdot \sqrt{\frac{m}{m-1}} = \frac{153.9}{544.2} \cdot \sqrt{\frac{3}{3-1}} = 0.345. (6)$$

Кохрен критериясининг тажрибавий қиймати эса махсус жадвалдан олинади

$$\begin{aligned} G_T\{P_d=0.95; f\{S_y^2\}=m-1; N\}, \\ G_T\{P_d=0.95; f\{S_y^2\}=3-1; 8\}, \end{aligned}$$

бу ерда: $f=m-1=3-1=2$ – озодлик даражасини кўрсаткичи дейилади.

Агар $G_R < G_T$ бўлса, $\{S_y^2\}$ дисперсиялар бир жинсли дейилади ва ишни давом эттириш мумкин. Агар дисперсиялар бир жинсли бўлмаса, у ҳолда тажрибалар қайтарилишлар сонини кўпайтириш зарур.

Кохрен критериясининг жадвалий қиймати:

$$G_T\{P_d=0.95; f\{S_y^2\} = 3-1; 8\} = 0.5157 \text{ га тенг экан.}$$

Демак, $G_R < G_T$ яъни $0.345 < 0.5157$ бўлгани учун дисперсиялар бир жинсли.

Кичик квадратлар усули ёрдамида регрессия коэффицентлари 3-жадвалда келтирилган ўрта қийматлардан фойдаланиб топилади ва улар қуйидаги формулалар орқали ҳисобланади.

3-жадвал

Режалаштириш матрицаси, тажрибаларнинг ўрта қийматларини ҳисобий натижалар ва дисперсияси

y	Факторлар			Факторлар ўртачаси	S_y^2
	x_1	x_2	x_3	$y_{\text{ўр}}$	
1	-	-	-	572.2	153.9
2	+	-	-	580.3	6.0
3	-	+	-	585.5	15.4
4	+	+	-	590.4	98.4
5	-	-	+	572.4	146.0
6	+	-	+	581.4	1.2
7	-	+	+	585.7	17.4
8	+	+	+	590.7	105.9

Озод ҳад:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \bar{y}_u = \frac{\bar{y}_1 + \bar{y}_2 + \dots + \bar{y}_N}{N}. \quad (7)$$

Чизикли ҳадлар коэффицентлари:

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u = \frac{x_{i1} \cdot \bar{y}_1 + x_{i2} \cdot \bar{y}_2 + \dots + x_{iN} \cdot \bar{y}_N}{N}. \quad (8)$$

Чизиксиз ҳадлар коэффицентлари:

$$b_{ij} = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u = \frac{x_{i1} \cdot x_{j1} \cdot \bar{y}_1 + x_{i2} \cdot x_{j2} \cdot \bar{y}_2 + \dots + x_{iN} \cdot x_{jN} \cdot \bar{y}_N}{N}; \quad i \neq j,$$

бу ерда: x_{iu} - i чи факторнинг u тажрибадаги кодлаштирилган қиймати.

У ҳолда қуйидаги кўп факторли регрессия моделини оламитиз:

$$YK = 582.3 + 4.375x_1 + 5.75x_2 + 3.852x_3 - 0.9x_1x_2 + 0.125x_1x_3 - 0.1x_2x_3 - 0.1x_1x_2x_3$$

Стьюдент критерияси ёрдамида регрессия коэффицентларини аҳамиятлилиги текширилади.

Бунинг учун критериянинг ҳисобий қиймати t_R критериянинг жадвалий t_T қиймати билан солиштирилади.

Стьюдент критериясининг жадвалий қиймати:

$$t_T\left[P_d, f(S_u^2) = N(m-1)\right] = t_T\left[P_d = 0.95; f = 8 \cdot (3-1) = 16\right] = 2.120$$

Ҳисобий қийматлар (t_r), Стьюдент критериясининг жадвалий қиймати (t_T) билан солиштирилади, яъни, $t_r > t_T$ шарт бажарилгандаги коэффицентлар аҳамиятли, акси бўлса аҳамиятсиз деб қабул қилинади. Яъни:

$$\begin{aligned} t_R(b_1) &= 2.59 > 2.120 = t_T; \quad t_R(b_2) = 3.41 > 2.120 = t_T; \quad t_R(b_3) = 2.25 > 2.120 = t_T; \\ t_R(b_{12}) &= 0.534 < 2.120 = t_T; \quad t_R(b_{13}) = 0.007 < 2.120 = t_T; \quad t_R(b_{23}) = 0.059 < 2.120 = t_T; \\ t_R(b_{123}) &= 0.059 < 2.120 = t_T \end{aligned}$$

Демак $b_0, t_R(b_1), t_R(b_2), t_R(b_3) \geq t_T$ коэффицентларнинг ҳисобий қийматлари жадвалий қийматдан катта, шунинг учун бу коэффицентлар аҳамиятли, қолган коэффицентлар эса аҳамиятсиздир.

Натижада қуйидаги моделни ҳосил қиламиз:

$$Y_R = 582.3 + 4.375x_1 + 5.75x_2 + 3.852x_3. \quad (9)$$

Факторларнинг ҳақиқий қийматидан кодлаштирилган қийматига қуйидаги муносабатлар орқали ўтилади:

$$x_1 = \frac{\bar{Y}_{\text{пахта}} - 62}{6}; x_2 = \frac{\bar{Y}_{\text{ипак}} - 38}{6}; x_3 = \frac{B - 1,01}{0,1}.$$

Чиқувчи факторнинг ҳисобий қийматлари модель орқали ҳисобланади.

1. (-;-;-) бўлганда:

$$x_1 = \frac{56 - 62}{6} = -1; x_2 = \frac{32 - 38}{6} = -1; x_3 = \frac{0,91 - 1,01}{6} = -1;$$

$$Y_R = 582,3 + 4,375 \cdot (-1) + 5,75 \cdot (-1) + 3,852 \cdot (-1) = 568,323.$$

$$X_{\text{атолик}} = \frac{Y_R - \bar{y}}{\bar{y}} = \frac{568,323 - 572,2}{572,2} = -0,005.$$

Чиқувчи факторнинг қолган вариантлари учун ҳисобий қийматлар шу тариқа ҳисобланади.

Фишер критерияси ёрдамида олинган моделни адекватлигини (қўрилаётган технологик жараёнга мослигини) текшириш.

Регрессия коэффицентларидан камида биттасини ташлаб юборилган ҳолдагина (аҳамиятсизини) қурилган моделни адекватлигини яъни қўрилаётган жараёнга мослигини текшириб қўриш Фишер критерияси орқали амалга оширилади. Бу ҳолда ҳам F_R —ҳисобий қиймат, F_T — жадвалий қиймат билан солиштирилади. Агар $F_R < F_T$ бўлса у ҳолда модел P_d эҳтимоли билан адекват бўлади.

$$F_T \left[P_d = 0,95; f_2(S_y^2) = 16; f_1(S_{\text{над}}^2) = 5 \right] = 4,608; \quad (10)$$

$$F_R = 1,064; F_T = 4,608, 1,064 < 4,608.$$

Демак, $F_R < F_T$ бўлганлиги учун модел адекватдир, яъни тўқима таркибида йигирилган ипак ва пахта иплари улушининг, ҳамда тўқима зичлигининг ортиши, унинг юза зичлиги кўрсаткичини ўзгаришини мос ҳолда ифодалайди.

Хулоса. Келтирилган статистик таҳлиллар ва қурилган регрессия тенгламасидан кўриниб турибдики, йигирилган пахта ва ипак иплари улуши, ҳамда трикотажнинг халқа қатори баландлиги кўрсаткичлари ўзгариши тўқиманинг юза зичлигига таъсир этиши исботланди. Яъни чиқувчи факторларнинг қийматлари ўсиб боргани сари, пахта-ипакли трикотаж тўқимасининг юза зичлигига ҳам (ортиб боради) таъсир этади.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Senthil Kumar B., Ramachandran T. Influence of knitting process parameters on the thermal comfort properties of eri silk knitted fabrics // *Fibers and Textiles in Eastern Europe*. Vol. 26. 2018. Issue 5. P. 47–53.
- [2] Маматов А.З. Технологик жараёнларни математик моделлаштириш. Услубий қўлланма. Тошкент, 2012.–68 б.
- [3] Севостьянов А.Г. Методы и средства исследования механико-технологических процессов текстильной промышленности. М., 2007. – 648 с.
- [4] Маматов А.З. Кўп факторли регрессион моделлар қуриш бўйича услубий қўлланма. Тошкент, 1997. – 32 б.

Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институти

29.01.2020 й.
қабул қилинган

М. Н. Мусаев, Г.Х.Гуляева, М.М. Мукимов. Анализ влияния шелковой и хлопчатобумажной пряжи на материалоемкость рисунчатого трикотажа

В статье приведены результаты статистического анализа изменения влияния доли шелка и хлопка в составе новых структур трикотажа на его материалоемкость. В результате научного исследования установлена зависимость и обосновано, что на материалоемкость трикотажа оказывает влияние количество в составе трикотажа применяемых нитей и его плотность.

M.N. Musaev, G.Kh. Gulyaeva, M.M. Mukimov. Analysis of the influence of silk and cotton yarn on the material capacity of patterned knitted fabrics

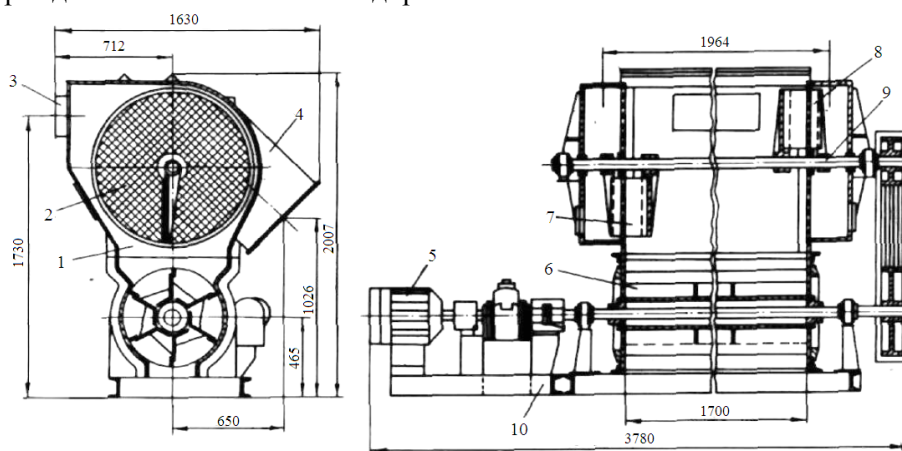
In the article the results of statistic analyze of influence of silk and cotton quantity in the new knitted structures on it's raw material consumption are given. As a result of scientific research, it has been established that it is justified that the material consumption of knitted fabrics is affected by the amount of yarn used in the combination of the knit and its density.

М.Т. ХОДЖИЕВ, Б.М. МАРДОНОВ, Д.Д. ЭШМУРОДОВ

СЕПАРАТОР ТЎРЛИ ЮЗАСИДА ҲАРАКАТЛАНЎТГАН ПАХТА ХОМ АШЎСИ ҲОЛАТИНИ НАЗАРИЙ ЎРГАНИШ

Кириш. Машина теримининг кенг қўлланилиши ва ишлаб чиқаришни ўсиши пахта тозалаш саноатининг олдига ишлаб чиқариш қувватини ва тайёр маҳсулот сифатини ошириш талабини қўймоқда. Ушбу масалаларни ечиш пахтани ташувчи пневмотранспортнинг ишлашига ҳам кўп томонлама боғлиқ, чунки у пахтани дастлабки ишлаш технологик жараёнида биринчи ва асосий бўлиб ҳисобланади [1]. Пневмотранспорт қурилмасининг самарадорлиги сепараторнинг ишлаш кўрсаткичларига кўп томонлама боғлиқдир.

Сепараторга кўйиладиган асосий талаблар бу пахтани табиий кўрсаткичларини сақлаган ҳолда, уни ҳаво окимидан ажратиб олиш ва пневмоқурилманинг босимини минимал йўқотишлар билан бир маромда ишлашини таъминлашдир.



1-расм. СС-15А сепараторнинг умумий кўриниш схемаси: 1-камера; 2-гўрли юза; 3-пахта билан ҳаво кирадиган қувур; 4-кириш ва чиқиш қувури; 5-электроюритма; 6-вакуум - клапан; 7-қирғичлар; 8-қирғич-тозаллагич; 9-вал; 10-рама.

Ҳозирги вақтда пахта пневмотранспорт қурилмасида СС-15А сепаратори ҳам кенг қўлланилади (1-расм). У қуйидаги қисмлардан ташкил топган: камера 1, вакуум-клапан 6, рама 10 га маҳкамланган электро юритма 5. Ҳавони ажратиш камера 1да орқа девор яхлит пўлат туникадан тайёрланган, ён деворлари эса, ҳавонинг ўтиши учун 6 мм бўлган тешикли турли юздан иборат [2].

Тўрли юзани пахтадан тозалаш вали 9 га ўрнатилган 2 та кирғич 7 лар ёрдамида амалга оширилади. Тўрли юзанинг ташқи юзаси ҳам кирғич-тозалагич 8 ёрдамида тозаланади.

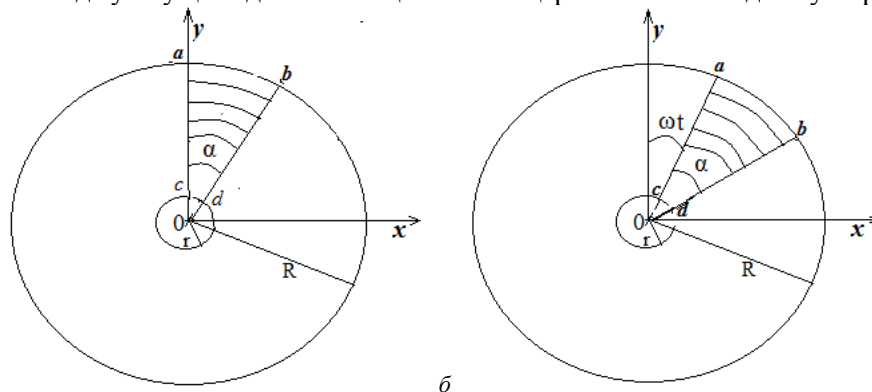
Ишлаш давомида пахта ва ҳаво аралашмаси кириш қувири орқали ҳавони ажратиш камерасига киради. Камера ҳажми катта бўлганлиги учун ундаги оқим тезлиги кескин пасаяди. Пахтанинг асосий қисми инерция кучи бўйича ҳаракатланишни давом эттириб, орқа деворга ўтади, унинг юзасидан сирпаниб вакуум-клапан ёрдамида чиқиб кетади, қолган миқдордаги қисми турли юзага келиб урилади. Пахта турли юзадан эластик қирғичлар ёрдамида ажратилиб, улар ҳам вакуум-клапанга тушади. Вакуум - клапанга тушаётган пахтанинг ҳаракат қонуниятлари ҳамда вакуум-клапаннинг ишчи узунлиги бўйича пахтанинг тақсимланиши тўлиқ ўрганилмаган [3].

Маълумотларда кўрсатилишича, сепаратор ёрдамида пахтани қайта кўчиришда тола йўқотилишлари юқори навларда ўртача 0.0285 % ва паст навларда ўртача 0.052 % ни ташкил этади. Кейинги қайта ўзатишларда йўқотишлар тахминан бир хил микдорга ошади.

СС-15А ва СХ сепараторларини ишлаб чиқаришда қўллашда шу нарса аён бўлдики, уларда толани узилиши ҳамда чигитнинг механик шикастланиш даражасини ошиб бориши рўй бермоқда. Бунга асосий сабаб ҳаводан ажратиб олинаётган пахта тўғридан-тўғри тўрли юза билан тўкнашиб, натижада уни тўрли юзадан киргич ёрдамида сидириб олинаётганда ҳавонинг босими, пахта билан тўрли юза орасидан ҳосил бўлаётган ишқаланиш кучи таъсирларида пахта толаси ўзилади ҳамда

чигит механик шикастланади. Мақолада ушбу камчиликларни бартараф этиш мақсадида қўшимча ускунадан фойдаланиш ва даставвал сепаратор тўрли юзасида пахта хом ашёсининг ҳаракатланиш жараёнини назарий ўрганиш мақсад қилиб қўйилган.

Масаланинг қўйилиши. Тўрли юзага Δp сўриш босим ёрдамида пахта оқими Q_0 миқдорда келишини қабул қиламиз (2-расм). Тўрли юзага ёпишиб қолган пахтани тушириш учун ω бурчак тезликда ҳаракатланаётган $abcd$ секторидан фойдаланамиз. Секторнинг пастки қисми (тўрли юзани қоплаётган сепараторнинг вал қисми) ёпиқ бўлиб уни устига тушган пахта эркин ҳолатда бўлиб унинг устидан ўз оғирлиги ва сепаратор вали айланиш ҳисобига тўсиксиз тушиб кетади. Яъни сектор қисмидан ҳаво сўрилмаслиги туфайли пахта қатламинан ўтаётган ҳаво босими 0 га тенг бўлади. Натижада ушбу қисмдаги пахта қатламини қаршиликсиз юзадан тушириб олинади.



2-расм. Тўрли юзага ёпишиб қолган пахтани тушириш учун бурчак тезликда ҳаракатланаётган секторнинг тўрли юзада жойлашиш схемаси: а – $t=0$; б – $t>0$

Қабул қилишимиз бўйича тўрли юзаси устидаги ҳаракатланувчи сектордан ташқари майдондаги бир текисликда жойлашмаган пахтанинг тўлиқ массаси m_0 га тенг.

Секторнинг айланиш жараёнида тўрли юзадаги пахта сидирилиб, очилиб тозаланган майонларга янги пахта қисмлари билан тўлади. Хом ашё ҳаракатини 1-расмда қўрсатилган xOy текислигида қараймиз, координат бошини тўрли юза марказида ўрнаштириб, Ox ўқини горизонтал Oy ўқини унга перпендикуляр йўналишда оламиз.

Агарда секторнинг ac қирраси $t=0$ моментда Oy ўқи йўналиши бўйича жойлашган бўлса, секторнинг тўрли юзадан ўтиш вақти $t=T=(2\pi-\alpha)/\omega$ ни ташкил этади.

Ҳаракатланувчи $abcd$ секторнинг $t>0$ моментдаги ҳолати 2 (б)-расмда акс эттирилган.

Ушбу ҳолатда умумий пахта массаси m (ёпиқ сектордаги пахта массасини инобатга олган ҳолда) қуйидаги ифода орқали аниқланади:

$$m = \frac{Q_0}{\omega}. \quad (1)$$

Агар жараён стационар бўлса, унда $m=m_0$ деб қабул қилинали. (r, θ) қутб координатларида хом ашё параметрлари фақат бурчак θ га боғлиқ деб қабул қиламиз ва стационар ҳолатда ушбу ўзгарувчи $\varphi=\theta-\omega t$ дан фойдаланамиз.

Бу ҳолатда ac ва bd қирраларнинг жойлашуви φ бурчакнинг қуйидаги қийматларига мос келади: $\varphi=0$ ва $\varphi=\alpha$.

Тўрли юзанинг ҳаво сўриладиган ихтиёрий қисмида пахтани зичлигини ρ орқали белгиласак, унинг ҳажми сўриладиган майдондаги пахта қатламида босим ўзгаришига боғлиқ бўлган ҳолда унинг миқдори қуйидагича аниқланади [4]

$$\rho = \rho_0(1 + B\Delta p), \quad (2)$$

бу ерда: ρ_0 – пахтанинг тўрли юзагача бўлган зичлиги; B – тажрибадан аниқланадиган коэффицент, $\Delta p=p-p_0$ – босим ўзгариши миқдори, бу ерда $p=p(\varphi)$ ва p_0 мос равишда ихтиёрий бурчак φ даги дастлабки босим миқдорлари. Сектор юзасидаги босимнинг миқдорини қуйидагича қабул қиламиз: $\Delta p=0$.

Пахта қатламининг қалинлиги тўрли юза ва сектор майдонида ўзгарувчан бўлганлиги сабабли, унинг ушбу жойларда зичлиги ҳам ўзгарувчан бўлади [5].

Ечиш усули ва натижалар таҳлили. Сектор ва тўрли юзадаги пахтанинг массасини m_1 ва m_2 деб қабул қиламиз. $d\varphi$ орқали юқоридаги юзаларида қатлам массасини аниқлаштирамиз 2 – расмга кўра :

$$dm_1 = \pi(R^2 - R_0^2)\rho_0 h(\varphi)d\varphi \quad 0 < \varphi < \alpha \text{ бўлганда,} \quad (3)$$

$$dm_2 = \pi(R^2 - R_0^2)\rho_0(1 + B\Delta p)h(\varphi)d\varphi \quad \alpha < \varphi < 2\pi - \alpha \text{ бўлганда,} \quad (4)$$

бу ерда: R_0 – вал радиуси, $h(\varphi)$ – тўрли юзадаги пахта қатламининг қалинлиги. (3) ва (4) тенгламаларни интеграллаш орқали пахта қатламининг ўзгариш қонуниятини қуйидагича келтириш мумкин:

$$m_1 = \pi(R^2 - R_0^2)\rho_0 \int_0^\varphi h(\varphi)d\varphi \quad 0 < \varphi < \alpha, \quad \text{бўлганда,} \quad (5)$$

$$m_2 = \pi(R^2 - R_0^2)\rho_0 \int_\alpha^\varphi (1 + B\Delta p)h(\varphi)d\varphi \quad \alpha < \varphi < 2\pi - \alpha \text{ бўлганда.} \quad (6)$$

Тенглама (1) га биноан пахтанинг умумий массаси m_0 га тенг бўлса, ушбу шарт ўринли бўлади:

$$m_1(\alpha) + m_2(2\pi - \alpha) = \frac{Q_0}{\omega}.$$

(5) ва (6) кўринишдаги тенгламаларни инобатга олган ҳолда, қуйидаги ифодалар келиб чиқади:

$$\pi(R^2 - R_0^2)\rho_0 \left\{ \int_0^\alpha h(\varphi)d\varphi + \int_\alpha^{2\pi-\alpha} (1 + B\Delta p)h(\varphi)d\varphi \right\} = \frac{Q_0}{\omega}.$$

Бу тенгламани қуйидаги кўринишда ифодалаймиз:

$$\int_0^{2\pi-\alpha} h(\varphi)d\varphi + B \int_\alpha^{2\pi-\alpha} \Delta p h(\varphi)d\varphi = \frac{Q_0}{\pi\omega(R^2 - R_0^2)\rho_0}. \quad (7)$$

$0 < \varphi < \alpha$ ораликда $\Delta p = 0$ шартини эътиборга олиб (7) тенгламани қуйидагича ёзиш мумкин

$$\int_0^{2\pi-\alpha} h(\varphi)(1 + B\Delta p)d\varphi = \frac{Q_0}{\pi\omega(R^2 - R_0^2)\rho_0}. \quad (8)$$

(8) ифода пахтани қатламининг қалинлиги $h(\varphi)$ ни аниқлаш учун интеграл тенгламани беради. Бу тенгламани математик усуллар билан ечими қийин бўлганлиги сабабли пахтанинг қалинлигини аналитик кўринишда, яъни тажрибалар асосида қабул қилиниб бир нечта ҳолатларни кўриб чиқамиз.

Ҳисоблаш жараёнида босим ўзгаришини қуйидагича қабул қиламиз:

$$\Delta p = \Delta p_0 = p_1 - p_0 = \text{const.}$$

1. Агарда тўрли юза бўйича пахтанинг қалинлиги h_0 бир хил деб қабул қилсак, унда:

$$h_0 = \frac{Q_0}{\pi\omega(R^2 - R_0^2)[2\pi - \alpha + 2B\Delta p_0(\pi - \alpha)]}.$$

3 - расмда ҳар хил босим ўзгариши Δp_0 (Па) ва иш унумдорлиги Q_0 (кг/соат) қийматларида марказий бурчак α (град) га нисбатан h_0 нинг ўзгариш графиклари келтирилган.

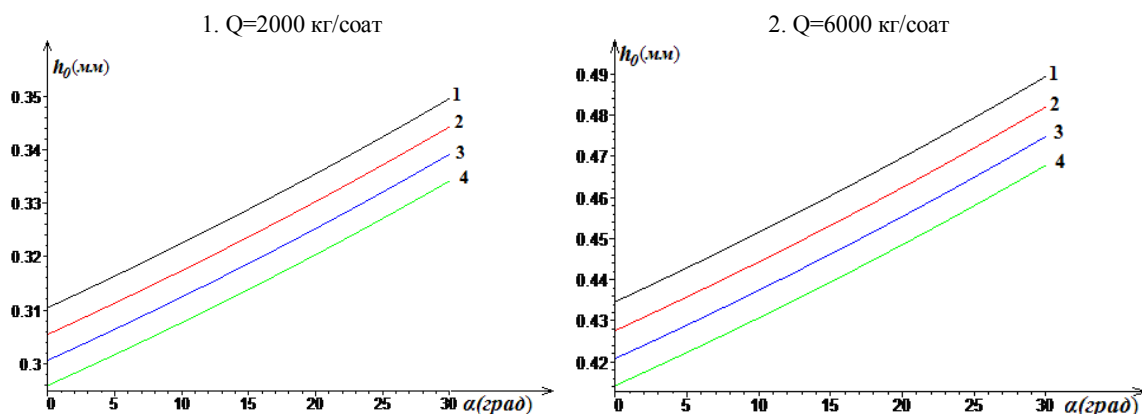
Ҳисобларда $R=0.5$ м, $R_0=0.045$ м, $B=0.0001$ м²/Н, $\omega=15$ с⁻¹ қийматлари қабул қилинган.

Графиклар таҳлили бўйича марказий бурчакнинг α нинг ва босим Δp_0 ошиб бориши билан сектор қалинлиги чизикли қонуният бўйича ошади. Қатлам қалинлиги тўрли сирт бир хил тақсимланганлиги сабабли, сектор марказий бурчагининг ўзгариши қатлам қалинлиги ошишига катта таъсир этмайди.

Пахта қатламининг қалинлиги φ бурчакка нисбатан чизикли қонуният бўйича камаяди:

$$h = h_0(1 - k\varphi), \quad (9)$$

бу ерда: k – мутаносиблик коэффиценти ва $k < 1/(2\pi - \alpha)$, h_0 – секторнинг бошланғич қисмидаги пахта қатлами қалинлиги.

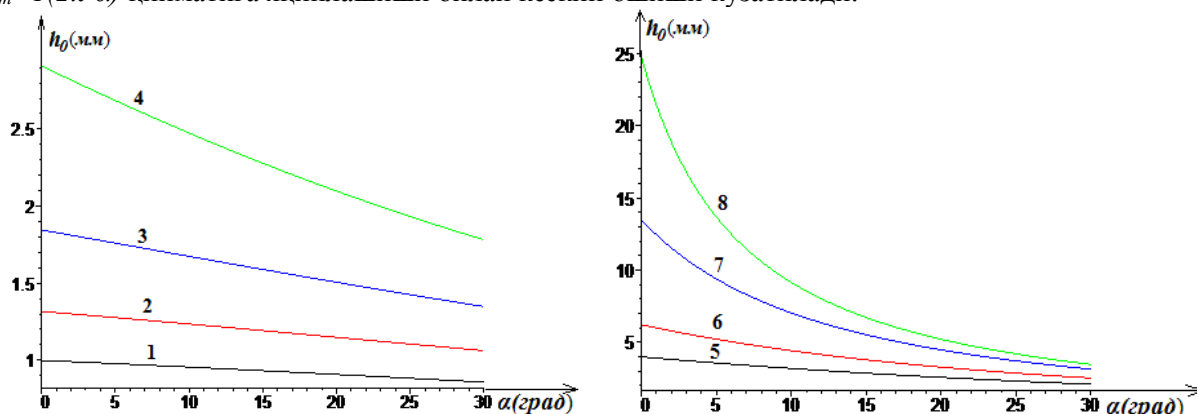


3-расм. Турли хил иш унумдорлиги Q_0 (кг/соат) ва босим ўзгаришини турли юзадаги пахта қатлами қалинлигининг α бўйича ўзгариш графиклари Δp_0 (Па): 1- $\Delta p_0=1050$, 2- $p_0=1100$, 3- $\Delta p_0=1150$, 4- $\Delta p_0=1200$

(7) тенгламага h қийматларини қўйиб интегралларни ҳисоблаб h_0 ва k ўртасидаги боғлиқликни аниқлаймиз:

$$h_0 = \frac{1}{\pi \rho_0 \omega (R^2 - R_0^2)} \frac{2kQ_0}{1 - [1 - k(2\pi - \alpha)]^2 + B\Delta p_0 \{(1 - k\alpha)^2 - [1 - k(2\pi - \alpha)]^2\}}. \quad (10)$$

4-расмда $Q_0=2000$ кг/соат иш унумдорлигидаги k параметрининг турли қийматлари бўйича h_0 кўрсаткичнинг α бурчакка нисбатан графиклари кўрсатилган. Ҳисоб натижалари таҳлиладан секторнинг бошланғич қисмидаги пахта қатламининг қалинлиги h_0 га босим ўзгариши деярли таъсири йўқлиги кузатилади. Шунинг учун ҳисоб-китоблар $\Delta p_0=1100$ Па қиймати бўйича ўтказилган. Графикда кўрсатилгандек, пахта қатламининг қалинлиги оғиш бурчаги k нинг ушбу $k_m=1(2\pi-\alpha)$ қийматига яқинлашиши билан кескин ошиши кузатилади.



4-расм. Қатлам қалинлиги $h_0=h(0)$ (мм) эгриликларининг k параметри турли кўрсаткичлардаги миқдорига боғлиқлиги: 1- $k=0.11$; 2- $k=0.12$; 3- $k=0.13$; 4- $k=0.14$; 5- $k=0.145$; 6- $k=0.15$; 7- $k=0.155$; 8- $k=0.158$

Ўтказилган назарий тадқиқотлар натижасида қуйидагиларни хулоса қилиш мумкин:

СС-15А сепаратордаги турли юзага сўриш босими Δp ёрдамида ҳаво сарфи Q_0 бўлган пахта оқимини тушиши ва турли юзага ёпишиб қолган пахтани тушириш учун ω бурчак тезликда ҳаракатланаётган $abcd$ секторини ҳаракат қонуниятлари ўрганилди.

Турли юзага жойлаштирилган секторнинг пахта қатламининг қалинлигига таъсирини ўрганишнинг назарий усули таклиф этилган ва бу усулни қўллаш натижасида қатлам қалинлигини аниқлаш учун интеграл тенглама олинди.

Тажриба натижалари билан таққослаш мақсадида қатлам қалинлигининг турли юза бўйлаб ўзгаришининг хусусий кўринишларидан фойдаланиш таклиф этилди. Хусусан, қатлам қалинлиги турли юза бўйлаб ўзгармас деб қабул қилинса, қалинлик сектор марказий бурчагига ва ташқи босимга нисбатан чизиқли қонуният билан ўзгариши аниқланди.

Қатлам қалинлиги юза марказий бурчагига φ га нисбатан чизиқли қонуни $h=h_0(1-k\varphi)$ билан олинса, секторнинг бошланғич қиррасида қатламнинг қалинлиги бурчак коэффиценти k ошиши билан кескин ошиши кузатилди. Шундай қилиб, қатлам қалинлигининг юза бўйлаб нотекислиги

ошиб бориши юзага берилаётган пахта массанинг асосий улуши сектор юзасига тарқалиши мумкинлиги аниқланиб, бундай ҳолат қирғичнинг юзадаги пахтани бир текисда сўриш жараёнига салбий таъсир этиши мумкинлигини кўрсатади.

Пахтани ҳаво оқимидан ажратиш жараёнида тўрли юзанинг чигитли пахтага таъсири назарий ўрганиш натижасида янги такомиллаштирилган изоляцион камерали сепаратор қурилмаси яратилади. Шунинг натижасида чигитни механик шикастланиш даражаси 1.74 кг/соатга ва калта толаларни пайдо бўлишини 1.52 баробарга камайишига эришилади.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Зикриев Э. Технологический регламент переработки хлопка-сырца // Ассоциация «Узхлоппроомсбит» и РНЦ «Хлоппроом». Ташкент: Мехнат, 1997. – 110с.
- [2] Жабборов Ф.Ж., Отаматов Т.У., Ҳамидов А. Чигитли пахтани дастлабки ишлаш технологияси. Тошкент, 1987. – 99 б.
- [3] Шодиев З.О. СХ сепараторида пахта оқимини тенг тақсимлаш тизимини яратиш // номзодлик диссертацияси. Тошкент, 2009. – 18 б.
- [4] Ходжиев М.Т. Основы процесса уплотнения хлопка- сырца. Ташкент: Фан, 1996. – 156 с.
- [5] Khodjiev M.T., Murodov O.J., Eshmurodov D. “Creation of Scientific-Based Construction of the Separator with Insulation Camera // International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering (IJITEE). Vol. 9. Issue-4. February 2020.

Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институти

07.02.2020
қабул қилинган

М.Т.Ходжиев, Б.М.Мардонов, Д.Д.Эшмуродов. Теоретическое изучение положения хлопка-сырца, перемещающегося по сетчатой поверхности сепаратора

В статье проанализированы недостатки сепаратора, связанные с ухудшением качественных показателей хлопка-сырца в процессе съема его с сетчатой поверхности. Предложена теоретическая модель описания этого процесса при наличии на поверхности сектора с нулевым давлением.

М.Т.Ходжиев, Б.М.Мардонов, Д.Д.Эшмуродов. Theoretical study of the position of cottonseed moving on the mesh surface of the separator

The article analyzes the disadvantages of the separator associated with the deterioration of the quality indicators of raw cotton in the process of removing it from the mesh surface. A theoretical model is proposed for describing this process in the presence of a sector with zero pressure on the surface.

УЎК 677.21.07

А.Х. СИДИКОВ, О.Ш. САРИМСАКОВ.

ЦИЛИНДРИК ТОШТУТГИЧДА ЗАРБА КУЧЕНИ КАМАЙТИРИШ

Чизиқли тоштутгичлар ташилаётган пахтанинг технологик ва сифат кўрсаткичларига таъсир қиладиган биринчи қурилма бўлиб, пахтани ҳаво ёрдамида ташиш жараёнида ёт жисмлардан, шунингдек оғир аралашмалардан тозалаш учун хизмат қилади.

Тадқиқотлар шуни кўрсатдики, пахта хом-ашёси чизиқли тоштутгичлар деворларига маълум бир куч билан урилади. Бу урилишлар толада нуқсонлар ҳосил бўлишига ва чигит сифатининг пасайишига олиб келади.

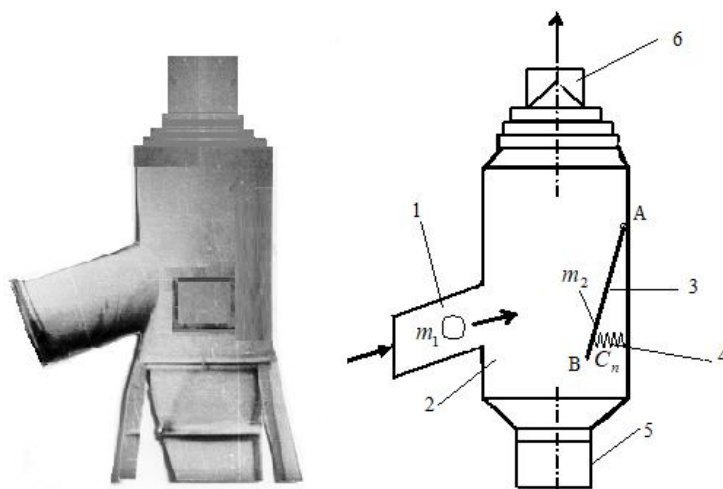
Кўплаб олимларимиз томонодан тоштутгич камерасида пахта бўлакчаларнинг ҳаракатини ўрганиш ва қурилманинг айрим конструктив ва технологик параметрларини аниқлаш орқали назарий асослар яратилган.

Ўтказилган тадқиқотлар натижасига кўра 1.2–1.7% чигитнинг шикастланиши, пахта бўлакчаларини ҳаво ёрдамида ташувчи қурилма қувурлари ичидаги ҳаракати давомида, унинг деворларига урилиш оқибатида содир бўлар экан. Бу эса ўз навбатида пахта толасида 0.3–0.4% гача нуқсонларнинг ҳосил бўлишига олиб келади.

Бундан ташқари пахтани ҳаво билан ташувчи қурилманинг асосий элементларидан бири бўлган пахтанинг тақибдаги оғир аралашмалардан тозаловчи тоштутгичда ҳам чигитнинг шикастланиши юз беради.

Бу жараён пахтанинг цилиндрик тош тутгичнинг ишчи камераси деворига урилиши натижасида ҳосил бўладиган зарба кучи таъсирида содир бўлар экан.

Ушбу тадқиқот ишида зарба кучини камайтириш мақсадида, тоштутгичнинг ишчи камерасининг пахта уриладиган қисмига пружина ўрнатилган пластинка жойлаштирилган (1-расм). Бу ўз навбатида пахта бўлақларининг ҳаво оқимидаги тезлигини ошириш имкониятини яратади.



1 - расм. Цилиндриктоштутгич (М.Г.-1454882): 1 – кириш қувури; 2 - ишчи камера; 3 - пластинка; 4 – пружина; 5 – чўнтак; 6 – чиқиш қувури.

Тоштутгич қуйидагича ишлайди: Ҳаво ёрдамида ташувчи қурилмада ташилаётган пахта, ҳаво билан тоштутгичнинг кириш қувури (1) орқали ишчи камера (2)га кириб келади. Бунда пахта ишчи камерасида пружина (4)га ўрнатилган пластинка (3)га келиб урилади. Пахтанинг тезлиги бироз камайган ҳолда, вертикал йўналишда юқорига чиқиш қувури (6) орқали кейинги машинага узатилади. Пахтага нисбатан оғир бўлган аралашмалар юқорига кўртарила олмасдан пахтадан ажралади ва пастга чўнтак (5) га келиб тушади.

Тоштутгич ишчи камерасига кириб келаётган m_1 массали пахта бўлағи V_1 тезлик билан АВ пластинка ўртасига келиб урилиши натижасида $P_{дин}$ динамик куч ҳосил бўлади ва уни қуйидаги формула ёрдамида аниқлаймиз:

$$P_{дин} = kP_{СТ}, \quad (1)$$

бу ерда k – динамик коэффицент; $P_{СТ}$ – статик куч.

Динамик коэффицент энергиянинг сақланиш қонунига кўра қуйидаги формула бўйича ҳисобланади

$$k = 1 + \sqrt{1 + \frac{v_n^2}{g\Delta_{СТ}(1 + \frac{m_2}{m_1})}}, \quad (2)$$

бу ерда v_n – пахтанинг тезлиги м/с; g – эркин тушиш тезланиши м/с²; $\Delta_{СТ}$ – статик куч таъсирида ҳосил бўладиган деформация м; m_1 – пахта бўлагининг массаси кг; m_2 – пластинканинг массаси, кг.

Статик куч таъсирида ҳосил бўладиган деформацияни пружина ва пластинкаларни мос деформациялари йиғиндиси каби олинади, яъни

$$\Delta_{СТ} = \Delta_{пруж} + \Delta_{плас}, \quad (3)$$

бу ерда $\Delta_{пруж}$ – пружинанинг статик деформацияси; $\Delta_{плас}$ – пластинканинг статик деформацияси.

Пружина ва пластинканинг статик деформациялари, статиканинг мувозанат шартлари орқали қуйидаги формулалар билан ҳисобланади:

$$\Delta_{СТ} = \frac{8D^3n}{cd^4}, \quad (4)$$

$$\Delta_{плас} = \frac{Pl^3}{48EJ_y}, \quad (5)$$

бунда D – пружинанинг катта диаметри; d – пружина кичик диаметри; n – ўрамлар сони; c – пружинанинг эластиклик коэффиценти; P – пластинкага таъсир қилувчи куч; l – пластинка узунлиги; J_y – инерция моменти; E – эластиклик модули.

Статик куч куйидаги формула ёрдамида аниқланади:

$$P_{CT} = m_1 g + m_2 g, \quad (6)$$

бунда m_1 – пахта бўлагининг массаси; m_2 – пластинканинг келтирилган массаси; g – эркин тушиш тезлиниши, м/с.

Ўтказилган тадқиқотлар натижасига кўра олинган пружинанинг кичик ва катта диаметрларини ўзгартириш натижасида пружина деформацияси ва ҳосил бўлган динамик куч миқдорлари ўзгариши 1-жадвалда келтирилган.

1-жадвал.

Пружина диаметрлари ўзгаришининг унинг деформациясига ва динамик куч миқдорининг ўзгаришига таъсири

№	D , мм	d , мм	n	v_n	Δ_{CT} , м	c – пружинанинг эластиклик коэффициенти	ΔK_g динамик коэффициент	P_g динамик куч, Н
1	30	3	12	10	0.45	1,25	2,9	33,06
2	40	4	12	10	0.35	1,6	3,1	35,34
3	16	2	12	10	0.35	1,6	3,1	35,34
4	24	2,4	12	10	0.6	0,9	2,7	30,88

1-жадвалда олинган натижаларни таҳлил қилиб пружинанинг катта ва кичик диаметрларини ўзгартириш динамик куч миқдорини унча катта миқдорга ўзгармаслигини кўрдик. Шунинг учун, уни танлашда ўрнатилиши қулай пружинани олиш мумкин экан.

Тадқиқотлар натижасига кўра, пружина деформацияси ва динамик куч миқдори, геометрик ўлчамларига (1-жадвал), ҳамда ўрамлар сонига боғлиқ ҳолда ўзгариши эса 2-жадвалда келтирилган.

2-жадвал.

Пружина ўрамлар сонининг унинг деформациясига ва динамик куч миқдорининг ўзгаришига таъсири

№	D , мм	d , мм	n	v_n	Δ_{CT} , м	c -пружинанинг эластиклик коэффициенти	ΔK_g динамик коэффициент	P_g динамик куч, Н
1	30	3	10	10	0.38	1.5	3.06	35
2	30	3	15	10	0.57	1	2.7	31.79
3	30	3	8	10	0.3	1.87	3.26	37.31
4	30	3	6	10	0.22	2.5	3.57	40.85
5	30	3	20	10	0.76	0.75	2.62	29.97

2-жадвалда олинган натижаларга кўра ўрамлар сонини ўзгартириб кўрилганда, динамик куч миқдорининг сезиларли даражада ўзгариши мумкинлиги аниқланди. Шунинг учун ўрамлар сони имкон даражада кўпайтириш мақсадга мувофиқ эканлиги белгилаб олинди [1–4].

Ҳаво ёрдамида ташувчи қурилмада, қуриштиш-тозалаш цехи билан ғарамлар орасидаги масофанинг ўзгариб туриши, унда ҳаракатланаётган пахта тезлигини ўзгариб туришига сабабчи бўлади. Шунинг учун, қувурдаги ҳавонинг тезлигини ўзгартириб кўрилди. Олинган натижалар 3-жадвалда келтирилган.

3-жадвал

Ҳаво тезлиги ўзгаришининг динамик куч миқдорининг ўзгаришига таъсири

№	D , мм	d , мм	n	v_n	Δ_{CT} , м	c – пружинанинг эластиклик коэффициенти	ΔK_g динамик коэффициент	P_g динамик куч, Н
1	30	3	10	8	0.38	1.5	2.75	31.51
2	30	3	10	10	0.38	1.5	3.06	35
3	30	3	10	15	0.38	1.5	3.88	44.38
4	30	3	10	20	0.38	1.5	4.74	54.23

Хулоса. Шундай қилиб, 3-жадвалда тоштутгич камерасида пахтанинг кўпроқ ҳаракатланиши мумкин бўлган 15 м/с тезлигини танлаб олинди ва унда ҳосил бўлган динамик куч миқдорини чигитни шикастлантириш мумкин бўлган куч миқдоридан 1.5 маротаба камлигини аниқланди.

Назарий тадқиқотлар натижасида тоштутгич камерасида ҳаво ёрдамида ташувчи қурилманинг иш унумдорлиги ва қувурдаги пахта тезлигининг ўзгаришларини ҳисобга олган ҳолда чигитнинг шикастланишининг олдини олиш имконига эга бўлган пружина асосда жойлашган қайтаргич ўрнатиш таклиф қилинди. Олинган натижалар зарба кучи сезиларли камайганлиги ва унинг миқдори чигитни шикастлантирмаслигини кўрсатди.

- [1] Рустам Мурадов. Пахтани ҳаво ёрдамида ташувчи қурилма самарадорлигини ошириш асослари// Тошкент, Фан. 2014.
- [2] Мурадов Р. Изучение движения частиц в разделительной камере цилиндрического камнеуловителя // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2002. №1. С. 13–16.
- [3] Мурадов Р., Каримов А., Азизов Ш. Тош тутғида пахтага таъсир қилувчи зарба кучини камайтириш // “Механика муаммолари” Ўзбекитон журналы. 2003. № 5. 44–47 б.
- [4] Мурадов Р. Изыскание путей снижения поврежденности семян в рабочей камере камнеуловителей. // Тезисы докладов межд. конференции. Ташкент, 1993. – 123 с.

Наманган муҳандислик-технология институти

11.02.2020 й.
қабул қилинган

А.Х.Сидиков, О.Ш.Саримсаков. Снижение силы удара на цилиндрический уловитель
В процессе перемещения кусков хлопка в уловитель камеры были продемонстрированы способы снижения силы удара на основе как теоретических, так и практических исследований.

A.Kh. Sidikov, O.Sh. Sarimsakov. Reducing the impact force on the cylindrical catcher
In the process of moving pieces of cotton into the trap chamber, methods for reducing the impact force were demonstrated on the basis of both theoretical and practical studies.

УЎК 621

А.АБДУКАРИМОВ, И.Х. САЙДОҚУЛОВ, А.А. АБДУЛЛАЖОНОВ

ВАЛИКЛИ МАШИНАЛАР УЗАТИШ МЕХАНИЗМЛАРИНИНГ ЭКСПЕРИМЕНТАЛ ТАҲЛИЛИ

Ишчи валларидан бирининг айланиш маркази вертикал ҳаракатланувчи валикли машинада қўлланиладиган узатиш механизмларининг ишлов бериладиган материал сифатига ва ишчи валлар қопламасининг умрбоқийлигига таъсирини аниқлаш мақсадида синов тадқиқотлари ўтказилган [1, 2]. Синовлар сиқувчи валикли машинага икки турдаги, олдин иккита тишли ғилдирақдан ташкил топган узатиш механизмини, сўнг тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмини қўйиб ўтказилган. Синов натижаларида валикли машинага тишли-ричагли дифференциал узатиш механизми (ТРДУМ) қўлланилганда фойдалироқ экани кўрсатилган.

Тадқиқотлар шуни кўрсатадики, ишчи валларининг ўқлараро масофаси ўзгарувчан валикли машиналарда ТРДУМ дан фойдаланиш, ишчи валларнинг ўқлараро масофасининг ўзгаришига боғлиқ бўлган ишчи вал ва ишлов бериладиган материал орасидаги геометрик сирпанишларни, ишчи валларнинг ўқлараро масофасининг ўзгаришига боғлиқ бўлмасдан валларнинг синхрон айланишини таъминлаш туфайли бартараф этиш мумкинлиги кўрсатилган [1, 2].

Бошқа томондан жуда кўп текшириш ишларида [3] узатиш механизмларисиз ишлайдиган валикли машиналардан фойдаланиш жараёнида етакланувчи вални айланишига мажбур қиладиган омил сифатида ишлов бериладиган материалнинг ишлатилиши ишлов бериладиган материал сифатига салбий таъсир кўрсатгани ва вал қопламаларининг тез емирилиши вужудга келгани кўрсатилган. Чунки ишчи валлар орқали ўтадиган буровчи момент ишчи валлар қопламалари ва ишлов бериладиган материал орқали фриクション кучлар таъсирида узатилади.

Сиқувчи валикли машиналарда ишлов бериладиган материалдан (тери хом ашёсидан) намликни яхши сиқиб чиқариш учун суюқликни ютадиган эгилувчан моншонлардан фойдаланилади [4]. Улар ишчи валларга ташқари томондан кийдириладиган цилиндр шаклидаги қоплама ёки сиқувчи ва тутиб турувчи валларни ўрайдиган чексиз лента сифатида тайёрланади. Фойдаланиладиган покришқалар қалинлиги ва материали бўйича турлича. Валикли сиқув машиналари ишчи валларининг покришқалари қалинлиги 8 мм, асосига 20 % капрон аралаштирилган тўрт қатламли жун тўқимадан тайёрланади. Шунингдек, тоза жундан тайёрланган қалинлиги 30 мм хорижда ишлаб чиқарилган покришқалардан ҳам фойдаланилади [5].

Ўзбекистондаги тери заводларида ВОПМ-1800 К ва 07599/РЗ русумидаги сиқувчи валикли машиналари ишлатилади. Улардан бирида сукном – 0 (артикул № 77, ТУ 17 – 6057-73, сукно БМ), иккинчисида 07599/877 Е2 4 мм қалинликка ва валга 4 марта ўралган синтетик қоплама (обшивка) (сукно ЛАШ) покришқалари қўлланилади [6].

Ишлов бериладиган (тери хом ашѐ) материалнинг кўринишига, сиқувчи валлари диаметрлари орасида ҳосил қилинадиган босимга, ишлатиладиган машиналарнинг сиқиш тезлигига қараб моншонлар 2 ойдан 4 ойгача, баъзан ундан ҳам камроқ хизмат қилади [1, 5].

Моншонларнинг ишлаш муддати асосан уларнинг ейилиши билан боғлиқ. Эксплуатация жараёнида сиқувчи машиналарнинг ишчи валлари моншони ейилади ва уларнинг қалинлиги камаёди.

Сиқувчи валларнинг покришкаларини ейилишини бир нечта классификациялари мавжуд. Энг кўп тарқалган ейилиш турларига абразив, толиқишдан ейилиш, коррозия, кавигацион ва бошқалар киради [7].

Ишчи валларидан бирининг айланиш маркази ёйсимон ҳаракатланувчи валикли машиналар узатиш механизмини валлар покришкаси ейилишига (жумладан, ишлов бериладиган материалнинг сифати бузилиши билан ейилишига) таъсирини аниқлаш мақсадида синов тадқиқот ишлари ўтказилди

Синов тадқиқотлари ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтининг «Машина ва механизмлар назарияси» лабораториясида ўрнатилган экспериментал валикли сиқиш машинасида ўтказилди.

Сиқиш машинаси иккита сиқувчи валлардан иборат бўлиб, унинг сиртига тўрт қатлам моншонлар (сукно ЛАШ) ўралган. Пастки сиқувчи вал ўз ўқи атрофида айланиш имкониятига эга қилиб станинага ўрнатилган. Юқори сиқувчи вал ўз ўқи атрофида айланишга эга ва айланиш маркази ёйсимон ҳаракатланиш имкониятини берувчи ричаг ёрдамида таянчга ўрнатилган.

Машинанинг юритмаси электродвигатель, муфта, РЧУ-100 типдаги червякли редуктор, етакловчи сиқувчи вал учун занжирли узатмадан тузилган.

Ишчи валлардан бирининг айланиш маркази ёйсимон ҳаракатланувчи валикли машина сиқувчи валлар орасига ТРДУМ ўрнатилган. Машина конструкцияси бу механизмни иккита тишли ғилдиракдан иборат узатиш механизмига алмаштириш имконини беради.

Синов сиқувчи машина қуйидагича техник характеристикага эга:

- сиқувчи валларнинг диаметри (моншонсиз), 0.125 м;
- тўрт қатламли қоплама қалинлиги (юкланишсиз), 0.016 м;
- сиқувчи валларнинг ишчи кенглиги, 1.0 м;
- сиқувчи валнинг тезлиги, 0.3 м/с;
- сиқувчи валлар орасидаги ишчи босим, 6000 н/пог.м.

Ейилиш катталиги турлича усуллар билан аниқланади. Унча катта бўлмаган деталлар оғирлигини тортиш усули билан аниқланади. Шунингдек, ейилишни пневматик микрометрлаш, ричагли мослама, соат типдаги индикатор, индукцион датчиклар, тензометрик микрометрлаш ва бошқа усуллар билан аниқланади.

Ейилиш катталигини аниқлашнинг энг кўп тарқалган усулларида бири микрометрик ўлчаш усули ҳисобланади. Бу усул кўпроқ деталларнинг катта абсолют ейилишини аниқлашда ишлатилади. Бу усул деталларнинг механик контакт ёрдамида ўлчашга асосланган, ёки бошқа приборларда ейилишгача ва ейилгандан кейин ўлчашга асосланган. Моншонлар ейилишини ўлчаш учун микрометрик ўлчаш усулидан фойдаланилди [7].

Юқоридаги сиқувчи вал қопламаси ейилишини ўлчаш бир мунча қийинчилик туғдиради, чунки юқори вал айланма ҳаракатдан ташқари ёйсимон ҳаракатга ҳам эга. Валларнинг покришкалари нотекистикларга эга, ейилиш катталигини бирдан-бир жойда ўлчаш қийин. Ейилишни ўлчаш учун бирданига юқори ва пастки сиқувчи валларни ейилиш йиғиндисини аниқлаш жуда қулай, бунинг учун валнинг четларида қопламасиз юзалар қолдирилади, бу эса ўлчашда синовгача ва синовдан кейинги қопламанинг ейилиши йиғиндисини беради. Моншонни валда силжишини олдини олиш учун моншонларнинг бир учи валга клей билан ёпиштириб қўйилади.

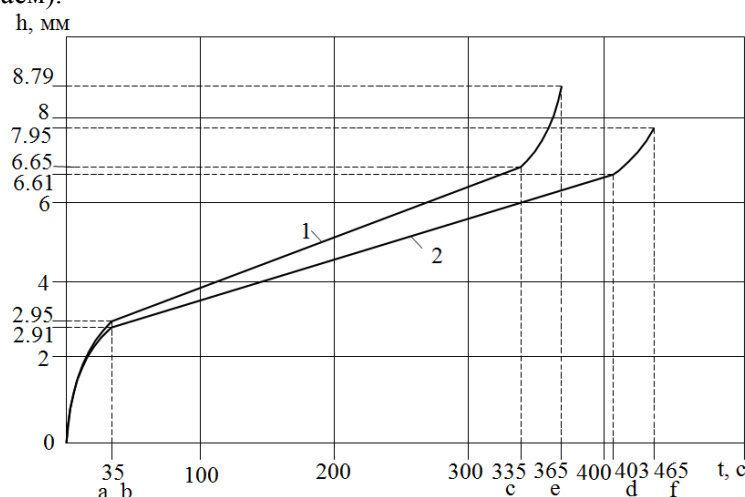
Ўлчашлар ҳар сиқувчи валнинг қоплама юзаси билан мос тушадиган тўртта чизик бўйича ўтказилади, Ҳар бир сиқувчи вал айлана юзаси бўйлаб ҳар бири 90° дан 4 та чизикқа бўлинади. Юқори ва пастки валларни шундай ўрнатилдики, чизиклар шахмат тартибида 45° орқали мос тушсин.

Ейилиш катталигини ўлчаш учун №2 ва 3 шуплардан (0,00002 ва 0,00005 бўлиш шкаласига эга бўлган ГОСТ 882-64) фойдаланилди.

Сиқувчи валларнинг моншонлари юзаси 8 та чизиқ бўйича ҳар 8 соатлик ишлаганидан сўнг ўлчашлар ўтказилди. Синов натижаларини ишончлилигини орттириш ҳамда уни ишлаб чиқариш шароитига яқинлаштириш учун моншонлар синов вақтида сув билан намлаб турилди. Синов сиқувчи валикли машинада иккита тишли ғилдиракдан иборат узатиш механизмини ва ТРДУМ ни қўллаш билан ўтказилди.

Қопламанинг ейилишини ўлчаш, ишчи (сиқувчи) валларнинг бошланғич диаметри (иш бошланишдан аввалги ўлчами) ҳамда маълум давр мобайнида ишлагандан сўнг ҳисоблаш орқали аниқланди.

Ўлчаш натижалари асосида моншонларнинг ейилиш даражасини вақтга боғлиқ ўлчаш графиги курилди (расм).



Турлича узатиш механизмларидан фойдаланилганда сиқувчи валларнинг қопламасини валлар орасидаги ейилишга боғлиқлиги: 1 – иккита тишли ғилдиракдан ташкил топган узатиш механизми; 2 – тишли-ричагли дифференциал узатиш механизми

Материалнинг ейилишини чизиқли, массавий, энергетик интеграл интенсив ейилишдан фойдаланиб баҳолаш қабул қилинган [8].

Бизга ейиладиган қатлам қалинлигини h_{ei} унинг ишқаланиш йўлига L_{umi} нисбати ейилиш ҳосил бўлиб ўтиши, J_n интеграл чизиқли ейилиш интенсивлиги кўпроқ мос келади.

$$J_n = \frac{h_{ei}}{L_{umi}}.$$

Катталикнинг ўзгариши фақат ейилиш билан асосланган, балки қоплама материалнинг қолдиқ пластик деформацияси билан ҳам машина деталларининг бириккан юзалари ишқаланиши интенсивлиги ишнинг давомийлига боғлиқ.

1-расмдан кўринадики, кўриб чиқилаётган ҳолатда сиқувчи валнинг ейилиши турлича вақт оралиқларида турлича бўларкан. Ейилиш жараёнини қуйидаги даврларга бўлса бўлади:

- 1) бошланғич давр ёки O_a ва O_b ишлаш вақтлари оралиғи;
- 2) ейилиш даврини ўрнатилиши ёки ad ва bc меъёрий ишлаш вақтлар оралиғи;
- 3) емирилиш даври ёки ce ва df вақтлар оралиғидаги аварияли емирилиш.

Ишлаш вақтида сиқувчи валларнинг ейилиши иккита тишли ғилдиракдан иборат бўлган узатиш механизмларида ва тишли-ричагли типдаги узатиш механизмларида сезиларли тезликда деярли бир хилда бўлиб ўтади. Шу билан тушунтириладики, бошланғич даврларда ейилиш чўккан жойларда бўлиб ўтади, яъни қопламанинг қолдиқ деформацияланган жойларида бўлиб ўтади.

Сиқувчи валлар қопламасининг ўрнатилган ейилиш даврида иккала узатиш механизмларида ейилиш бир хилда ва текис бўлиб ўтади, чунки ишлаш давридан сўнг қоплама юзалари соф ейилишга учрайди.

Аварияли емирилиш даврида емирилиш даражаси бирданига ортиб кетади. Бу шу билан тушунтириладики, шу лахзадан бошлаб сиқувчи валлар қопламасининг кўп марта такрорланиб деформацияланишидан, толиқишдан емирилиши ортади. Бундан ташқари бу даврда сиқувчи валнинг қопламаси юзасида нуқсонлар кўринади. Нуқсонлар пайдо бўлиши билан моншонларнинг

юзасида бирданига ёмонлашиши кузатилади, шунингдек нуқсон бўлган жойларда қаватланади ва юзанинг нотекислиги ортади.

Сиқувчи валнинг қопламасини чизиқли интенсив емирилишни аниқлаймиз. Ишқаланиш йўли L_{uu} куйидаги формуладан аниқланади:

$$L_{uu} = V_{ob} \cdot t,$$

бу ерда V_{ob} – вал тезлиги; t – ейилиш вақти.

Сиқувчи валнинг қопламаси юзаси ишлаш даврида иккита тишли ғилдиракдан иборат узатиш механизми қўлланилганда $h_{eu} = 0.00295$ м, $t = 126000$ с. Формулалардан

$$J_{1m} = \frac{0.00295}{37800} = 78 \cdot 10^{-8}.$$

Тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмидан фойдаланилганда

$$h_{eu} = 0.00291 \text{ м, } t = 126000 \text{ с; } J_{1mp} = \frac{0.00291}{37800} = 76.98 \cdot 10^{-8}.$$

Меъёрий ишлаш жараёнида ишқаланадиган юзаларда сиқувчи вал оралиғида иккита тишли ғилдиракдан иборат узатма бўлса $h_{eu} = 0.004$ м, $t = 990000$ с, тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмидан фойдаланилса, $h_{eu} = 0.004$ м, $t = 1440000$ с.

Бундан

$$J_{2m} = 1.35 \cdot 10^{-8}, J_{2mp} = 0.925 \cdot 10^{-8}.$$

Аварияли емирилиш даврида ишқаланиш юзаси куйидаги параметрларга эга бўлади $h_{eu} = 0.0018$ м, $t = 126000$ с, $h_{eu} = 0.00123$ м, $t = 126000$ с, бунга мос ҳолда сиқувчи валнинг ишлаш режими бўйича иккита тишли ғилдиракдан иборат узатма ва ТРДУМ да

$$J_{3m} = 4.84 \cdot 10^{-8}, J_{3mp} = 3.25 \cdot 10^{-8}.$$

Юқоридаги формулалардан кўринадики, сиқувчи вал қопламасининг ейилиш интенсивлиги ишлаб чиқиш жараёнида деярли бир ҳилда, жуда кам фарқ қилади. Бу шу билан тушунтириладики, бу ҳолатда емирилишга нисбатан деформациянинг хиссаси кўпроқ, емирилишнинг хиссаси агарда иккита тишли ғилдиракдан иборат узатиш механизмига нисбатан ТРДУМ дан фойдаланилса камроқ бўлади, емирилиш интенсивлигини унча катта бўлмаган фарқи билан асосланади.

Ўрнатилган емирилиш даврида, ишчи валлар қопламасининг умрбоқийлигини айнан емирилиш интенсивлиги аниқлайди, бу даврда тишли-ричагли узатиш механизмларида (J_{2mp}) иккита тишли ғилдиракдан иборат узатиш механизмларига (J_{2m}) нисбатан деярли 40 % га паст.

Бу шу билан тушунтириладики, ўқлар орасидаги масофаси ўзгарадиган иккита тишли ғилдиракдан иборат узатувчи механизмни қўллашда ишчи вал моншонлари ва ишлов бериладиган материал орасида механик сирпаниш содир бўлади. Ўқлараро масофани орттирилганда эса етакловчи вал қолиб кетади, қисқартирилишида эса етакловчи вал буралиш бурчаги етакловчиникидан олдинлаб кетади. Авриялик емирилиш даврида ейилиш интенсивлиги ўрнатилган ейилиш давридагиникига нисбатан кичик фарқ билан бўлиб ўтади, бироқ ишга тушиш вақтидагига нисбатан катта фарқ қилади. Иккала ҳолатда ҳам ейилиш интенсивлиги катта бўлади. Бу шу билан тушунтириладики, толиқиш характеридаги емирилишнинг хиссаси бу ҳолатда нуқсонларнинг пайдо бўлиши билан кучаяди. Бунга қарамай, айланиш маркази ёйсимон ҳаракатланувчи валикли машиналар узатиш механизмида ейилиш интенсивлиги иккита тишли ғилдиракдан иборат узатиш механизмидан камроқ. Бунга асосан худди вал қопламаларининг ўрнатилган давридагидек сабабни кўрсатиш мумкин.

Шундай қилиб, исботланадики, ейилиш интенсивлигига айланиш маркази ёйсимон ҳаракатланувчи валикли машиналар узатиш механизмидан фойдаланилганда узатувчи механизмнинг хоссаси сезиларли таъсир кўрсатади. Ишчи валларидан бирининг айланиш маркази ёйсимон ҳаракатланувчи валикли машиналарда ТРДУМ дан фойдаланилганда сиқувчи валлар иккита тишли ғилдиракли узатиш механизмларига нисбатан 1.4 мартага узоқроқ хизмат қилади.

Шунингдек, валлар моншонининг ейилиши ишлов бериладиган материал ейилишига тўғри пропорционал, бундан ишчи валларидан бирининг айланиш маркази ёйсимон ҳаракатланувчи

валикли машиналарда тишли-ричагли дифференциал узатиш механизми қўлланилганда материалнинг сифати ортиши кўриниб турибди.

Хулоса қилиб айтганда, биз таклиф қилаётган тишли-ричагли дифференциал узатиш механизмидан фойдаланилганда, технологик жараёни сифатли бажариш, ишлов берилаётган материалнинг сифатини яхшилаш ва ишлаб чиқариш кўрсаткичини ошириш учун қўллаш мумкин.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Бахадиров Г. А., Абдукаримов А., Цой Г.Н. Исследование исполнительных механизмов технологических машин с вертикальной подачей обрабатываемого материала // Решение проблемных вопросов теории механизмов и машин. Республиканская научно-практическая конференция. Тезисы докладов. Ташкент, 1992. – 86 с.
- [2] Абдукаримов А.А., Бахадиров Г.А. Теоретико-экспериментальные исследования по определению влияния механизма передачи валковых машин на свойства обрабатываемого материала // Ученые и специалисты в решении проблемных вопросов теории механизмов, машин хлопкового комплекса. Тезисы докладов. Ташкент, 1990. – 45 с.
- [3] Бахадиров Г. А. Механика отжимной валковой пары. Ташкент: Фан, 2010. – 155 с.
- [4] Бахадиров Г.А., Аманов Т.Ю., Цой Г.Н., Набиев А.М., Мусиров М.У. Экспериментальное исследование деформационных свойств влагонасыщенного кожевенного полуфабриката // Научно-технический журнал. ФерПИ. Фергана, 2019. № 4. С. 174–178.
- [5] Бурмистров А.Г. Машины и аппараты производства кожи и меха. М.: Колос, 2006. – 384 с.
- [6] Инструкция по наладке и обслуживанию. 07599-РЗ. Текстовая часть и перечень спецификации. Прага, 1979. – 79 с.
- [7] Крачельский И.В. Михин Н. М. Узлы трения машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1984. –280 с.
- [8] Аманов Т.Ю., Бахадиров Г. А. Экспериментальное исследование степени износа покрытий отжимных валов // Деп. в ВИНТИ. 1987. № 5378-В87. – 11 с.

ЎзР ФА М.Т. Ўрозбоев номидаги Механика ва
иншоотлар сейсмик мустахкамлиги институти

08.03.2020 й.
қабул қилинган

А.Абдукаримов, И.Х. Сайдоқулов, А.А. Абдуллажонов. Экспериментальный анализ передаточных механизмов валковых машин

В статье приведены результаты экспериментальных исследований двух передаточных механизмов для валковых машин с дугообразным перемещением центров вращения одного из рабочих валов. Показано, что один механизм состоит из двух зубчатых колес, а другой зубчато-рычажный дифференциальный передаточный механизм (ЗРДПМ) и в сравнении раскрыты преимущества ЗРДПМ.

A.Abdukarimov, I.Kh. Saidoqulov, A.A. Abdullajonov. Experimental analysis of gears of roll machines

The article presents the results of experimental studies of two transfer mechanisms for roller machines with an arc-like movement of the centers of rotation of one of the working shafts, one mechanism consists of two gears and the other gear-lever differential transfer mechanism (GLDTM). in comparison, the advantages of GLDTM are shown.

УЎК 621.78

А.А. ЮСУПОВ, Д.М. БЕРДИЕВ

ПЎЛАТ МАҲСУЛОТЛАРИНИ ЕЙИЛИШГА БАРДОШЛИЛИГИНИ ЦИКЛИК ТЕРМИК ИШЛОВ БЕРИШ УСУЛИДА ОШИРИШ

Жаҳонда машинасозлик ва автомобилсозликда қўлланиладиган пўлат деталларнинг хизмат муддатини оширишни таъминлайдиган технологияларни қўллаш алоҳида аҳамият касб этади. Шу билан бирга пўлат деталларнинг асосий ишчи қисмларини ейилишга бардошлилигини таъминлаш, иш унумдорлигини ошириш ишлаб чиқариш корхоналарининг муҳим муаммоларидан бири ҳисобланади. Бу борада ривожланган мамлакатлар, жумладан, АҚШ, Англия, Германия, Канада, Хитой, Россия ва бошқа мамлакатларнинг илмий-тадқиқот марказларида деталларнинг ейилишга бардошлилигини ошириш учун термик ишлов беришнинг турли хил усулларини такомиллаштиришга, ишқаланиб ишлайдиган деталларнинг хизмат муддатини оширишни таъминлайдиган технологияларни ишлаб чиқишга алоҳида эътибор қаратилмоқда.

Металл қотишмаларни ейилиш бардошлилигига таъсир кўрсатувчи кўрсаткичлардан бири (ташқидан бошқа), унинг структуравий ҳолати ҳисобланади. Абразив ейилиш жуда тез емирилувчи ҳисобланади, шунинг учун деталларга эҳтиёт қисмлар тайёрлаш учун катта миқдорда металл сарфланади.

Жаҳонда пўлатларни киздиришда фазали ўзгариш жараёни билан термик ишлов бериш усули асосида хоссаларни ошириш бўйича кенг қўламда илмий-тадқиқот ишлари олиб борилмоқда. Ушбу йўналишда, жумладан, пўлатларнинг зарбий қовушқоқлигини ошириш бўйича термик ишлов бериш тартибини ишлаб чиқиш, пўлат деталларнинг ейилишга бардошлилигини оширишнинг ресурс тежамкор технологияларини такомиллаштириш, циклик термик ишлов бериш ёрдамида пўлатнинг майда структураларини ҳосил қилиш ва унинг механик хоссасини яхшилаш ҳамда уларнинг хизмат муддатини ошириш муҳим аҳамият касб этмоқда. Шу билан бирга пўлатларнинг ейилишга бардошлилигини ошириш учун ноанъанавий термик ишлов беришнинг бир тури циклик киздириб термик ишлов бериш технологияларини такомиллаштириш, пўлатларнинг ейилиш бардошлилигига таъсир қилувчи ички структураларни ҳосил қилишнинг технологик усулини ишлаб чиқиш зарур ҳисобланади.

Пўлатарни ейилишга бардошлилиги биричи бўлиб унинг қаттиқлик ва дислокация зичлигининг даражасига боғлиқдир [1]. Шу билан бирга пўлатларни ейилишга бардошлилигини ошириш учун ноанъанавий термик ишлов бериш тартибларидан фойдаланиш самарали ҳисобланади. Ноанъанавий термик ишлов бериш тартибларидан фойдаланишнинг асосий мақсади юқори даражадаги қаттиқликни таъминлаш билан бирга, структуравий хусусиятини самарали ҳосил қилишдан иборатдир. Ушбу ишда ноанъанавий термик ишлов бериш усулларида бири бўлган циклик термик ишлов бериш тартиби тавсия этилган. Асосий мақсад абразив ейилиш шароитида ишлайдиган пўлат маҳсулотларни кристалл панжарадаги дислокация зичлик даражасини юқори частотали ток (ЮЧТ) ёрдамида циклик тоблаш билан ошириб, абразив ейилишга бардошлиликни ва бошқа механик хоссаларни оширишга ҳаракат қилинган. Циклик тоблаш металл ва қотишмаларга турли ҳароратларда кўп маротаба киздириб ва совитиш билан бажарилади. Бундан мақсад, зарур структураларни шакллантириш ва механик хусусиятга эга бўлишдир.

Тадқиқот ва синовларни ўтказиш усуллари. Дастлабки маълумотларни олиш учун 65Г маркали пўлат намуналаридан фойдаланилди, ўрганилаётган пўлатни кимёвий таркиби 1-жадвалда келтирилган. Солиштирилувчи намуна сифатида оддий ҳолатда 900°C индукцион киздириб, мойда совутилган, 180°C да бўшатиш термик ишлов беришдан ўтказилган пўлат намуналардан фойдаланилди [2]. Тадқиқот учун намуналар турли ҳароратларда 450°, 550°, 700 °C киздирилди, цикларни қайтарилиш сони 7 маротабагача бажарилди. Киздириш ҳарорати термоциклик ишлов бериш тартибидан келиб чиқиб танлаб олинди.

Намуналарни ҳар киздириш ҳароратидан кейин ҳавода совитилди. Охириги циклик киздиришдан кейин намуналар 950°C да киздирилиб мойда совутиш билан тобланди ва 180°C киздириш ҳароратида бўшатиш термик ишлови ўтказилди.

Киздириш вақти қуйидагича белгилаб олинди: 450°C гача – 5.5 сония; 550°C гача – 7 сония; 700°C гача – 11 сония.

1-жадвал

Тадқиқот ўтказилаётган пўлатни кимёвий таркиби

Пўлат маркаси	Элементлар таркиби, %				
	C	Mn	Si	S	P
65Г	0.65	1.05	0.2	0.035	0.035

Тадқиқот ўтказиш учун 20×20×7 мм ўлчамдаги намуналаридан фойдаланилди. Цикл жараёнлари оралиғидаги структура ўзгаришларини ўрганиб бориш учун, намуналарнинг бир қисмида тугалланган тоблаш ва бўшатиш термик ишлови ўтказилмади.

Термик ишов бериш учун ВЧГ2-100/066 (100 кВт, 66 кГц) замонавий индукцион киздириш қурилмасидан фойдаланилди.

Намуналарни цикллашда бир хилда киздиришни таъминлаш учун 110-120 °/с киздириш тезлиги таъминланди. Ҳарорат – вақт кўрсаткичларини баҳолаш учун, циклик тобланаётган намуналарга термopа бириктирилди. Термopа тез ҳарактланиб ҳароратни кўрсатувчи потенциометрга уланди.

Намуналарни абразив ейилишга бардошлилигини синаш ПВ–7 синов қурилмасида ўтказилди, битта намунада синов беш маротабагача қайта такрорланди [3]. Бу қурилмадан фойдаланиш материалнинг юзасида ишқаланишни кўп маротаба ўта деформацияланиш ҳисобига емирилиш ҳосил қилиши, яъни материалнинг тажриба шароитида ейилишга қаршилиқ кўрсатиш томонлари дала шароитидаги ейилишга анча ўхшашдир [4]. Синовдан олдин ва кейин ВЛA-200г-

М аналитик тарозида ўлчаниб, материалнинг ейилишдан кейинги оғирлигини ўзгариши аниқланиб турилди.

Намуналарнинг металлографик таҳлили 100 дан 1000 маротабагача катталаштириб кўрсатувчи МИМ-8М микроскопида ўрганилди [5]. Шлифларни эритиш, тадқиқотларнинг вазифаларига боғлиқ равишда реактивлар билан ўтказилган. Хусусан, пўлатнинг микроструктурасини аниқлаш учун азот кислотасининг этил спиртидаги 3% ли эритмасидан, аустенит донасини аниқлаш учун – ювиш воситаларини қўшиш билан пикрин кислотасининг сувдаги тўйинтирилган эритмасидан фойдаланилган. Аустенит донасининг катталиги ГОСТ 5639 – 82 бўйича аниқланган: бир қатор ҳолларда аустенит донасининг чегараларини аниқлаш учун оксидлаш ва кейинчалик азот кислотасининг этил спиртидаги 3% ли эритмасида эритиш услубидан фойдаланилган. Услубнинг моҳияти шундан иборатки, тадқиқ қилинадиган ялтиратилган (полировкаланган) шлифлар кўринишидаги намуналар ҳимояловчи атмосферага эга бўлган контейнерда талаб қилинадиган ҳароратгача қиздирилади. Тоблашдан олдин контейнер 30 сонияга очилади ва шлифларнинг оксидланиши содир бўлади. Аустенит доналарининг чегаралари чуқурроқ оксидланади. Кўрсатилган ушлаб туришдан кейин намуналар тобланади. Унчалик катта бўлмаган ялтиратишдан кейин, бунда юзадаги оксид пардаси чиқариб юборилади, аустенит доналарининг чегаралари оксидларнинг аустенит доналари атрофидаги ҳалқалари (окантовкаси) кўринишида яхши кўзга ташланади.

Юпқа структуранинг ҳолати рентгенографик тарзда аниқланган. Когерент сочилиш соҳаларининг ўлчамлари ва кристалл панжаранинг микрооғишлари катталигини баҳолаш эмас, дислокациялар зичлигини баҳолаш тўғрироқ бўлади деб ҳисобланади. Рентгеноструктуравий таҳлили ДРОН-2.0 дифрактометрида ўтказилди. Синовларда темир анод нурланишидан фойдаланилди. Рентген линиясининг физикавий энидан синалувчи пўлатларнинг дислокация зичлиги ҳисобланди [6].

Тадқиқот натижалари. 65Г маркали пўлат намуналарини циклик қиздириб, тугалланган совитиш ҳавода ўтказилганда дастлабки пўлат структурасини такомиллаштишига сабаб бўлади. Такомиллашган пўлатнинг структураси намуналарни 450°, 550° ва 700 °С ҳароратлар оралиғида қиздирилганда аниқланди (2-жадвал).

2-жадвал

65Г маркали пўлатни циклик қиздириб ҳавода тугалланган совитиш ўтказилгандаги хоссасининг ўзгариши

№	Тадқиқот услуби	Цикллар сони				
		1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл
450 °С гача қиздириш						
1.	Қаттиқлик, НВ	269	255	241	241	255
2.	Рентген чизиғи энининг ўртача қиймати, β ўр 10-3 рад	9.87	9.45	9.69	9.27	9.88
550 °С гача қиздириш						
1.	Қаттиқлик, НВ	241	229	241	207	207
2.	Рентген чизиғи энининг ўртача қиймати, β ўр 10-3 рад	9.1	9.59	8.71	8.3	8.3
700 °С гача қиздириш						
1.	Қаттиқлик, НВ	229	217	207	255	285
2.	Рентген чизиғи энининг ўртача қиймати, β ўр 10-3 рад	9.88	8.72	9.3	12.5	12.8

65Г маркали пўлатни критик ҳароратгача бўлган оралиқда циклик ишлов беришдан ҳосил бўлган кристалл тузилишини нуқсони даражаси циклик ишлов беришнинг ҳароратига ва цикллар сонига жудаям боғлиқ эмас. Кейинчалик Ас₁ критик нуқтадан юқори ҳароратда қиздириб тугалланган совитиш ҳавода ўтказилганда деярли анча мувозанатланган структура ва юқори даражадаги кристалл панжаранинг нуқсони шаклланади.

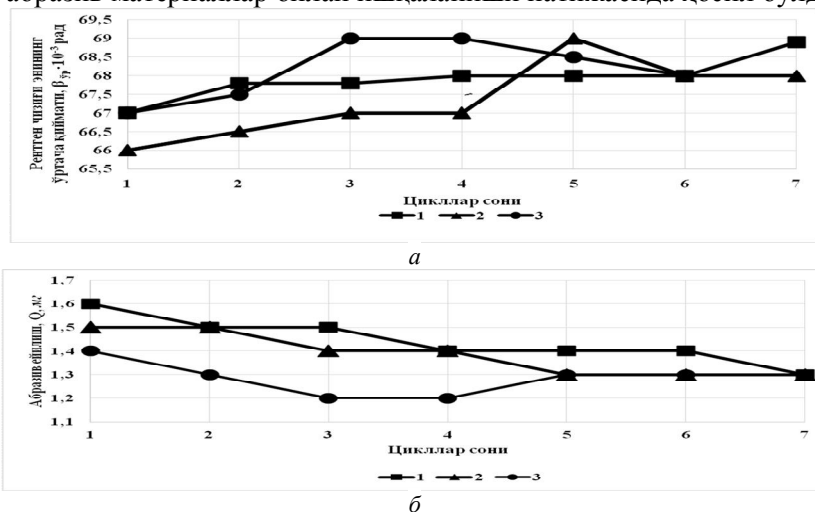
Юқори натижалар тугалланган индукцион тоблаш ва паст ҳароратда бўшатиш натижасида ҳосил бўлади. Намуналарни турли усулларда термик ишлов бериш натижасида бир хилда структура, дон а ўлчами ва қаттиқлик (59-60 HRC), факатгина кристалл тузилишининг нуқсонлик даражасини ҳар хиллиги билан фарқланди (1-расм, а). Пўлат намуналарини 450°С 2 ва 5 маротаба циклик қиздириш ўтказилганда баъзи афзалликларни аниқлаш мумкин. Дастлабки циклик ишлов беришнинг бошқа ҳароратларида кристалл тузилишнинг нуқсон даражасини ҳосил бўлиши паст ёки таъсир даражаси барқарор эмас (масалан, 550° ва 700°С ҳароратларда қиздирилганда).

Кузатилган натижа шидатли иссиқлик алмашинувига боғлиқ бўлган микропластик деформациянинг пайдо бўлиши билан изоҳланади. Иккинчи фазанинг мавжудлиги ҳамда турли термик фазанинг кенгайиши ҳисобига микропластик деформацияланиш хусусияти ортишига шароит яратади. Шундай қилиб, дислокацион структуранинг ўсиши кузатилади, температуранинг ортиши полиганизацияга олиб келади. Полиганизация структураси, кристалл панжарадаги нуқсонни юқори даражасига эга бўлмасда, юқори термик мўътадиллик ҳосил бўлади. Фазалар алмашилиш нуқтасидан юқори ҳароратда қайта қиздириш натижасида, полиганизацияли структураларнинг дислокация зичлик даражаси юқори бўлган структурани ҳосил бўлишини таъминлайди.

450°C қиздириш ҳарорати атрофида циклик термик ишлов берилганда рекристаллизация жараёни фаол ўтади, полиганал структура ҳосил бўлмайди.

Шу билан бирга, 450°C дастлабки циклик термик ишлов беришдан кейин индукцион тоблангандаги дислокация зичлигини ўсиши доимий индукцион тоблашдан олинган қийматга солиштирилганда сезиларли даражада ўсиши кузатилмайди. Бир хил қаттиқликда рентген чизиғини (220) физик энининг фарқи $5 \cdot 10^{-3}$ рад. тенг (1-расм, а).

Пўлат намуналарини ейилишга бардошлилигининг синов натижалари микро- ва субмикроскоп тадқиқотлар натижаларига мос келди. Бу фарқ пўлат намуналарини маҳкамланмаган абразив материаллар билан ишқаланиши натижасида ҳосил бўлди (1-расм, б).



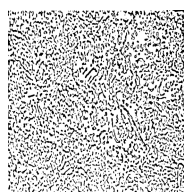
1-расм. Циклик термик ишлов берилган 65Г маркали пўлатни кристалл тўзилишни нуқсон даражасини (а) ва абразив ейилиш (б) бардошлилигини ўзгариши.



2-расм. 65Г маркали пўлатнинг 450 °C ҳароратда циклик қиздирилган ва ҳаво билан совитилгандан кейинги микроструктураси ($\times 1000$): а) 3-циклда қиздириш; б) 5-циклда қиздириш; в) 6-циклда қиздириш

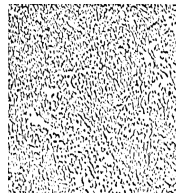


3-расм. 65Г маркали пўлатнинг 550 °C ҳароратда циклик қиздириш ва ҳаво билан тугалланган совитилгандан кейинги микроструктураси ($\times 1000$): а) 1-циклда қиздириш; б) 3-циклда қиздириш; в) 5-циклда қиздириш



a

донали перлит



b

донали перлит

4-расм. 65Г маркали пўлатнинг 700 °С ҳароратда циклик қиздириб ва тугаланган совитиш ҳаво билан совитилгандан кейинги микроструктураси (×1000): *a* – 3-циклда қиздириш; *b* – 5-циклда қиздириш

Циклик термик ишлов берилган пўлатларни тугалланган совитиш ҳаво ўзатиш воситасида совитилиши, дастлабки структурани пластинкали структура ҳолатида шаклланишига кўмаклашади. Бу ҳолат айниқса пўлатларни ҳароратнинг критик нуқталар оралиғида қиздирилганда аниқ кўринади (2-4 расмлар). A_{c1} (800°C) критик ҳароратдан юқори қиздириш қайта кристалланишнинг тўлиқ бўлмаслигига олиб келади ва ҳаво билан совитилгандан кейинги структуранинг мувозанатланганлиги сезиларсиз ҳолатда бўлади.

Хулоса. 65Г маркали пўлатни циклик термик ишлов бериш усули билан кристалл тузилишдаги нуксонлик даражасидаги юқори структурасини ҳосил қилиш мумкин. Энг самарали варианти дастлаб 450°C циклик қиздиришни қўшган ҳолатда ҳосил қилинган тартибда ҳисоблаш мумкин. 65Г маркали пўлатни самарали вариантда циклик термик ишлов берилгандаги ейилишга бардошлилиги, 900°C доимий ҳароратда индукцион қиздиришдаги ейилишга бардошлилигига нисбатан солиштирилганда 30% га юқори бўлиши таъминланди.

Циклик қиздириш ва совитиш 400–550°C оралиқ ҳароратларда ўтказилса термик тобланишга қулай бўлган полигонал структура ҳосил бўлади. Самарали натижа пўлатларни циклик қиздириш вақтида юзага келади.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Евдокимов А.И., Зелин М.Г., Коротков В.А. Циклическая закалка стали ХВГ // МиТОМ. 2002. №9. С. 33 – 34.
- [2] Бердиев Д.М. Повышение абразивной износостойкости сталей // Техника и технологии машиностроения. VI международная конференция, г. Омск. 20–21 апреля 2017. Омск, 2017. С. 3 – 8.
- [3] Тененбаум М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию. М.: Машиностроение, 1976. – 267 с.
- [4] Мухамедов А.А., Тилабов Б.К. Повышение износостойкости деталей с твердосплавными покрытиями термической обработкой // Известия Вузов. Черная металлургия, 2013. №12. С. 35 – 37.
- [5] Горелик С.С., Скаков Ю.А., Расторгуев Л.Н. Рентгенографический и электронно-оптический анализ. М.: МИСИС, 1994. – 328 с.
- [6] Батаев В.А., Батаев А.А., Алхимов А.П. Методы структурного анализа материалов и контроля качества деталей. М.: Наука, 2007. – 224 с.

Ислом Каримов номидаги Тошкент давлат техника университети

25.02.2020
кабул қилинган

А.А.Юсупов, Д.М.Бердиев. Повышение износостойкости стальных изделий методом термоциклической обработки

В статье рассматриваются результаты исследования повышения абразивной износостойкости малолегированной стали 65Г. Предлагается циклическая термическая обработка при различных температурах. Обосновывается, что определенный оптимальный вариант предварительного циклического нагрева до температуры 450°C для стали 65Г может обеспечить повышение абразивной износостойкости до 30% по сравнению с обычной индукционной закалкой.

A.A.Yusupov, D.M.Berdiyev. Improving the wear resistance of steel products method thermal cycling

The article deals with the results of increasing abrasive wear resistance of low alloyed steels. 65G. Cyclic heat treatment at various temperatures is proposed. A certain optimum variant of preliminary cyclic heating up to 450°C temperature of 65G steel can provide an increase in abrasive wear resistance up to 30% in comparison with conventional induction hardening.

ХРОНИКА

Д.А. БЕКМИРЗАЕВ, Н.А. НИШОНОВ

СИРДАРЁ ВИЛОЯТИДАГИ «САРДОБА» СУВ ОМБОРИДА РЎЙ БЕРГАН ТЕХНОГЕН ОФАТ ОҚИБАТЛАРИ ҲАҚИДА

Жорий йилнинг 1 май куни соат 05:55 да Сирдарё вилоятида жойлашган «Сардоба» сув омбори дамбасининг 6 пикет деворида сув чиқиши юзага келган. Сардоба, Мирзаобод ва Оқолтин туманларидаги бир қатор аҳоли пунктларига сув тошқини жиддий зарар етказди. Натижада, ана шу учта тумандаги 22 та аҳоли пунктларидан 70 мингга яқин фуқароларни Сирдарё вилоятининг ва қўшни Жиззах вилоятининг туман ва шаҳарларидаги ўқув муассасаларининг ётоқхоналари, аҳоли хонадонларига кўчирилган.

Президентимиз ҳодиса юз берган дастлабки соатлардаёқ офат юз берган ҳудудга зудлик билан етиб келиб, вилоятда қолиб, вазиятни барқарорлаштириш ишларига шахсан бош-қош бўлдилар. Шу боис ҳам халқимиз бу кутилмаган талофат олдидан ўзини йўқотиб қўймади. Ҳамма бир тану бир жон бўлиб, ҳудудларда сув тошқини оқибатларини бартараф этиш ишларини олиб боришмоқда.

Ўзбекистон Республикасининг иқтисодиёт секторини ривожланишида кишлоқ хўжалигини ўрни юқори бўлганлиги сабабли, уларни сув билан таъминлаш муҳим масалалардан бири ҳисобланади. Ушбу масалаларни ечимда янги йирик гидроузелларни қуриш ва эксплуатация қилинаётган гидротехник иншоотларни ҳавфсиз ишлаш таъминлаш асосий муҳим роль ўйнайди.

Сардоба сув омбори тўғони ёрилиши натижасида келиб чиққан техноген офат оқибатида юз берган бино ва иншоотлардаги зарарланишлар ҳамда бузилишларни ўрганиш мақсадида ЎзР ФА Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти томонидан 8-10 май кунлари Сардоба туманига экспедиция уюштирилди.

Техноген авария туфайли турар жой ҳудудлари, боғлар ва экин майдонлари миллионлаб кубометр сув оқибатда балчиқ ва лой остида қолди. Оқим ўз йўлида кўплаб хусусий уйларни вайрон қилди, 8 та болалар боғчаси, 16 та мактаб, 7 та тиббиёт муассасаси, битта коллеж, 7 та қабристон, 3 та масжид ва 13 та республика аҳамиятига эга кўприклар шикастланган. Йўллар ювилиб кетган ва деҳқон бозори вайрон бўлган. Бундан ташқари 10 та маҳалла фуқаролар йиғинининг 20 та аҳоли яшаш пунктида жами 5969 та турар ва 277 та нотурар жой объектлари зарарланганлиги аниқланган. 5 969 турар жойларнинг 4 587 таси яқка тартибдаги уй жой, 1 337 таси кўп қаватли хонадон ва 45 таси қурилиши тугалланмаган уй жойлардир.



1-расм. Деворлари хом ғиштдан (пахсадан) қурилган уйларни сув таъсирида мустаҳкамлигини йўқотишидан бузилиш ҳолатлари

Сардоба туманидаги турар жой биноларни кўздан кечирилганда кишлоқларда асосан 3 турдаги анъанавий типдаги турар жой биноларидан иборатлиги аниқланди:

деворлари лойдан (пахсадан) қурилган уйлар;

деворлари хом ғиштдан қурилган уйлар;

ёғоч синч каркасли (деворлари хом ғишт ёки гувалак билан тўлдирилган) уйлар.

Ушбу типдаги турар жой биноларининг юк кўтарувчи деворлари асосан маҳаллий хом ашёлардан, яъни қурилиш материали сифатида соз тупроқдан фойдаланилганлиги билан характерлидир. Бу қурилган бинолар деворларининг намлиниши таъсирида ўз мустаҳкамлигини йўқотиши, уларнинг шикастланиши ва бузилишларининг асосий сабабидир (1-расм). Бундан ташқари ушбу яшаш ҳудудларида 70-80 йилларда қурилган бир ва икки қаватли темир бетон ораёпмали ғиштли ҳамда янги типдаги намунавий лойиҳалар асосида қурилган бир қаватли ғиштли темир бетон каркасли бинолар ҳам учрайди. Бу типдаги биноларда юк кўтарувчи деворларни пишган ғишдан тайёрланганлиги сабабли сув таъсирида бузилишлар кузатилмаган.



2-расм. Табиий офат оқибатида йўللарни жиддий зарарланиши

Ўрганишлар шуни кўрсатадики, сув чиқиши муносабати билан юзага келган табиий офат оқибатида сув ювиб кетишидан йўллар (2-расм) ва транспорт иншоотлари жиддий зарарланган, бунинг натижасида қишлоқлараро транспорт алоқаси узилиб қолган.

Кўприкларнинг икки тарафидаги кириш қисмидаги таянч деворларининг атрофлари мустаҳкамлиги темибетон қопламалар билан керакли даражада таъминламаганлиги сабабли ҳамда катта миқдордаги сув ҳисобига кириш йўллари тўлиқ ювилган (3-расм), бу эса кўприклардан фойдаланиш имкониятини йўқотган, айримлари тўла яроқсиз ҳолга келган.



3-расм. Табиий офат оқибатида кўприкларни жиддий зарарланиши

Талофат кўрган ҳудудларда барча давлат ва жамоат ташкилотлари ходимлари томонидан талофат оқибатларини бартараф этиш, аҳолига ёрдам кўрсатиш борасида ҳамкорликдаги ишлар жадал суръатларда олиб борилмоқда.

Дунёдаги кучли табиий офатлар оқибатларини баҳолашдан кўринадики, агар ҳудудларнинг хавфни баҳолаш ўз вақтида ўтказилса, уни камайтириш бўйича тадбирлар ва режалар тайёрланса ҳамда фойдаланилса аҳоли ўртасида ўлим ва моддий зарар қийматини етарли даражада камайтириш мумкин.

Ер юзидаги асосий табиий офатлардан бири бўлган сув тошқинларига қарши курашнинг асосий йўли, бу турли соҳа объектларидаги бино ва иншоотларни хавфсизлигини таъминлашдан иборатдир. Бу эса бино ва иншоотларни фан ва техниканинг охириги ютуқлари асосида лойиҳалаш ва қуриш, эксплуатация

килинаётган объектларни техник ҳолатини баҳолаш бўйича доимий равишда мониторинг ишларини олиб бориш ҳамда инструментал кузатув тадқиқотлар натижаларига асосланган ҳолда ишончли эксплуатация қилиш учун тавсиялар ишлаб чиқиш, қурилиш конструкцияларини экспериментал – назарий тадқиқотлар натижалари асосида мустаҳкамлигини таъминлаш, шунингдек аҳолини хавфга қарши тура олиш йўллариини ўргатиш ва тезлик билан ёрдам кўрсатадиган тизимларни ҳаракатини ташкил қилиш орқали амалга оширилади.

Хулоса ўрнида шуни айтиб ўтиш керакки, юз берган табиий офат оқибатларини зудлик билан бартараф этиш ҳудуднинг тупроқ-иклим шароитларини яхшилаш, кишлоқ хўжалиги экинларини тез кунларда қайта жойлаштириш ва экишни ташкил этиш технологияларини ишлаб чиқиш, юзага келган экологик ҳолатни юмшатиш ҳамда зарар кўрган аҳолига ҳар томонлама тезкор тиббий-психологик ва амалий ёрдам кўрсатишни ташкил этиш, шунингдек келгусида бундай табиий офатлар рўй беришини олдини олишнинг энг мақбул илмий ечимларини ишлаб чиқиш ҳамда мамлакатимизнинг мавжуд илмий-инновацион салоҳиятини жалб этишни талаб этмоқда.

Ҳозирда турли кўринишдаги табиий, техноген ва бошқа фавқулодда вазиятларда барқарорлик ва хавфсизликни таъминлаш, жумладан сейсмик хавфни бошқариш ва камайитириш бўйича стратегия ишлаб чиқиш, сейсмик хавфсизликни таъминлаш бўйича муаммоларни ҳал этиш ҳамда фавқулодда вазиятларда мавжуд ва янги қуриладиган объектларни мустаҳкамлигини кучайтириш, улардан хавфсиз фойдаланиш бўйича чора-тадбирлар ишлаб чиқиш, аҳолининг кенг қатламига ва бошқарув ходимларига етказиш бўйича илмий тадқиқотлар олиб бориш, ушбу йўналишларда бажарилган илмий ишларни ривожлантириш ва такомиллаштириш лозимлигини даврнинг ўзи кўрсатиб турибди.

Шу муносабат билан Ўзбекистон Республикаси Инновацион ривожланиш вазирлиги томонидан табиий офат оқибатларини бартараф этишнинг илмий ечимини таъминлашга мавжуд илмий-инновацион салоҳиятни жалб этиш мақсадида амалий ва инновацион лойиҳаларнинг махсус танловини эълон қилинди. Биз олимлардан ушбу танловда иштирок этиб ушбу йўналишда янги ишланмаларни яратиш ёки мавжуд (тайёр) технологияларни (ишланмани) жорий этишни (ҳудудга мослаштиришни) назарда тутувчи бажарилиши бир йилга мўлжалланган амалий ва инновацион лойиҳалар амалга ошириш ва жорий этиш талаб этилади.

Т.Р. РАШИДОВ, И.И. САФАРОВ, М.Х. ТЕШАЕВ

О СТИХИЙНОМ БЕДСТВИИ И ПРЕДУПРЕЖДЕНИИ КАТАСТРОФ НА ПРИМЕРЕ БУХАРСКОЙ ОБЛАСТИ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

В работе дано краткое описание ураганного стихийного бедствия, приведшего к разрушению важных зданий и сооружений Алатского и Каракульского районов Бухарской области, расположенных в степной зоне. Для снижения ущерба от ураганного стихийного бедствия указано на необходимость предусматривания мероприятий по своевременному оповещению об урагане, составления плана локализации ущерба, разработки порядка эвакуации населения из пострадавших районов.

Стихийное бедствие – разрушительное природное или природно-антропогенное явление, т.е. процесс значительного масштаба, в результате которого могут возникнуть угроза жизни и здоровью людей, произойти разрушение или уничтожение материальных ценностей и компонентов окружающей природной среды. Стихийные бедствия могут возникать как независимо друг от друга, так и во взаимосвязи: одно из них может повлечь за собой другое. Некоторые из них часто возникают в результате деятельности человека (например, лесные и торфяные пожары, производственные взрывы в горной местности, при строительстве плотин, закладке (разработке) карьеров, что зачастую приводит к оползням, снежным лавинам, обвалам ледников и т.п.). Независимо от источника возникновения стихийные бедствия характеризуются значительными масштабами и различной продолжительностью – от нескольких секунд и минут (землетрясения, ураганы, бури, смерчи, снежные лавины, лимнологические катастрофы) до нескольких часов, дней (оползни) и месяцев (наводнения) [1–3]. Ураганы, бур – чрезвычайно быстрые и сильные явления, нередко большой разрушительной силы и значительной продолжительности движение воздуха. Скорость урагана достигает до 30 м/с и более. Он является одной из мощных сил стихии и по своему пагубному воздействию может сравниться с землетрясением. Ураганный ветер разрушает прочные и сносит легкие строения, опустошает поля, обрывает провода, валит столбы линий электропередачи и связи, ломает и выворачивает с корнями деревья, топчет суда, повреждает транспортные магистрали. А бури – разновидность ураганов и штормов.

В Узбекистане ураганы, бури и штормы чаще всего возникают в Алатском и Каракульском районах Бухарской области, которые расположены в степной зоне. В ночь на 28 апреля 2020 г. сильные ураганные ветры, дующие из Туркменистана, в некоторых районах Бухарской, Навоийской, Самаркандской и Кашкардарьинской областей достигали до 40 м в секунду. В результате в вышеназванных регионах произошли перебои в подаче электроэнергии и газа, отчего Бухарская область понесла самые большие потери. По данным администрации Бухарской области, в ночь на 28 апреля 2020 г. 41 человек пострадал от сильного ветра и

проливных дождей. Сюда же, к ветрам огромной разрушительной силы, следует отнести и смерчи – восходящие вихри быстро вращающегося воздуха, имеющие вид темного столба диаметром от нескольких десятков до сотен метров с вертикальной, иногда и загнутой осью вращения. Смерч как бы «свешивается» из облака к земле в виде гигантской воронки. Внутри его давление всегда пониженное, поэтому туда засасываются любые предметы.

Хотя синоптики заранее передали местным властям и населению тревожный сигнал, мало что было сделано, чтобы встретить стихию в наибольшей готовности. Вышло из строя электроснабжение. Населенные пункты остались без света и воды. Замолчали телевидение и радиовещание. Нельзя было передать населению нужную информацию. Гидрометслужба за несколько часов, как правило, подает штормовое предупреждение. Следует закрыть двери, чердачные помещения, слуховые окна. Стекла заклеить полосками бумаги или ткани. С балконов, лоджий, подоконников убрать вещи, которые при падении могут нанести травмы людям. Выключить газ, потушить огонь в печах. Подготовить аварийное освещение – фонари, свечи. Создать запас воды и продуктов на 2-3 суток. Положить в безопасное и видное место медикаменты и перевязочные материалы. Радиоприемники и телевизоры держать постоянно включенными: могут передаваться различные сообщения и распоряжения. Из легких построек людей перевести в прочные здания. Остерегаться ранения стеклами и другими разлетающимися предметами. Если вы оказались на открытой местности, лучше всего укрыться в канаве, яме, овраге, любой выемке: лечь на дно и плотно прижаться к земле.

На следующий день после стихийного бедствия в Бухарскую область вылетел Президент Узбекистана Шавкат Мирзиёев, чтобы напрямую пообщаться с жителями пострадавшего от стихийного бедствия региона, изучить воочию последствия катастрофы в Алате и Каракуле. Президент также встретился с активистами, строителями и жителями Алатского района, наиболее пострадавшего от техногенной катастрофы. Как сообщил Kun.uz, в пресс-службе Генеральной прокуратуры, скорость ветра в Бухарской области достигала 25 м в секунду. По предварительным данным, в регионе 5 293 здания, 415 автомобилей, 42 400 деревьев были повреждены, произошло 295 происшествий с природным газом и электричеством, десятки человек пострадали.

По поручению академика Т.Р. Рашидова в Алатский и Каракульский районы Бухарской области была организована экспедиция (рис. 1–3). Ураганный ветер разрушил и снёс легкие строения, опустошил поля, оборвал электрические провода, валил столбы линий электропередачи и связи, ломал и выворачивал с корнями деревья, повреждал транспортные средства и магистрали. В тысячах квартир выбило стекла и двери, в сотнях домов сорвало крыши. Ветер валил деревья, словно как с игрушками расправлялся с сараями, где содержалась домашняя птица. Этот ураганный ветер является одной из мощных сил стихии и по своему пагубному воздействию может сравниться с землетрясением.



Рис.1. Разрушение сельских домов после воздействия урагана

Поскольку предотвращение разрушений стихийного бедствия зависит от детерминированного человеческого фактора, изучению подлежит весь спектр составляющих, которые могут привести к ошибочности действий обслуживающего персонала в различных отраслях строительства.

Так, наиболее важным следует считать социальную комфортность: условия проживания, полноценный восстановительный отдых, отсутствие материальных проблем и особых забот в части занятости населения. Соответствующие органы также должны следить за соблюдением строительными организациями государственных норм и правил (КМК). Самостоятельно построенный дом в деревне также должен быть проверен на соответствие КМК.

Поскольку полностью предотвратить возможное стихийное бедствие нельзя, то как отмечалось, необходимо предусмотреть мероприятия по своевременному оповещению о его возможном начале, составить планы ущерба его локализации, разработать порядок эвакуации населения из пострадавшего района и организацию помощи пострадавшим и выжившим в зоне бедствия.



Рис.2. Разрушение сельских типовых домов после воздействия урагана



Рис. 3. Разрушение двухэтажных государственных помещений после воздействия урагана

Как установлено, (см. рис. 1-3), дома и государственные типовые здания пострадали и не пригодны для дальнейшего использования. Требуются капитальный ремонт. Для ремонта пострадавших домов и государственных зданий и сооружений необходимы ответственные организации, проверяющие соответствие построек, зданий и сооружений КМК РУз. Необходимо также обучать население тому, как оно должно вести себя во время урагана (бури, смерча). Например, если ураган застал человека в здании, то нужно отойти от окон и занять более безопасное место у стен внутренних помещений, в коридоре, у встроенных шкафов, в ванных комнатах, туалете, кладовых, в прочных шкафах, под столами. Погасить огонь в печах, отключить электроэнергию, закрыть краны на газовых сетях. В темное время суток использовать фонари, лампы, свечи. Следует включить радиоприемник для получения информации управления гражданской обороны и комиссии по чрезвычайным ситуациям; по возможности, находиться в заглубленном укрытии, в убежищах, погребах и т.п. Если ураган, буря или смерч застали человека на улицах населенного пункта, тогда ему нужно держаться как можно дальше от легких построек, зданий, мостов, эстакад, линий электропередачи, мачт, деревьев, рек, озер и промышленных объектов. Для защиты от летящих обломков и осколков стекла следует использовать листы фанеры, картонные и пластмассовые ящики, доски и другие подручные средства. Нужно стараться быстрее спрятаться в подвалах, погребах и противорадиационных укрытиях, имеющихся в населенных пунктах. Не следует заходить в поврежденные здания, так как они могут обрушиться при новых порывах ветра.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Катастрофы конца XX века / Под общ. ред. д-ра техн. наук Владимирова В.А. <https://web.archive.org/web/20130621192850/http://www.culture.mchs.gov.ru/>
- [2] <https://web.archive.org/web/20130524195016/http://www.culture.mchs.gov.ru/medical>.
- [3] Организация Объединенных Наций: уменьшение опасности бедствий-межучрежденческая целевая группа по уменьшению опасности бедствий. Рамки для действий по осуществлению Международной стратегии уменьшения опасности бедствий (МСУОБ) OCHA/ISDR/2001/13 GE.01-02322 (R) 100901 120901. 2001.

ТЕХНИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ, ПРОФЕССОР КУБАЙМУРАТ ИСМАЙИЛОВ – 70 ЁШДА



Кубаймурат Исмаилов 1950 йил 20 апрелда Самарқанд вилояти, Нурота туманида таваллуд топган. 1967 – 1972 йилларда Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институтида таҳсил олган. 1972 – 1977 йилларда Жонбой тумани қишлоқ хўжалиги техникаси бирлашмасида турли лавозимларда ишлаган. 1977 – 1978 йилларда Самарқанд давлат архитектура-қурилиш институти ассистенти, 1978 – 1983 йилларда В.В.Куйбишев номидаги Москва муҳандислик қурилиши институтида изланувчи-тадқиқотчи, аспирант, 1983 йилдан ҳозирга қадар СамДАҚИ да катта ўқитувчи, доцент, профессор лавозимларида ишлаб келмоқда.

Олим 1983 йилда В.В.Куйбишев номидаги Москва муҳандислик қурилиши институти қошидаги докторлик илмий даражасини берувчи ихтисослашган илмий Кенгашда “Бикир халқа бўйлаб маҳкамланган юпка деворли ёпиқ цилиндрга параллели бўйлаб босим таъсир этганда эластиклик чегарасидан ташқари ҳолатда кучланиш ва деформацияни тадқиқ этиш” мавзусидаги номзодлик диссертациясини, 2005 йилда ЎзР ФА Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти ҳузуридаги ихтисослашган илмий Кенгашда “Стерженлар, пластинкалар ва қобикларнинг эластиклик чегарасидан кейинги устуворлиги” мавзусидаги техника фанлари доктори илмий даражасини олиш учун диссертациясини муваффақиятли ҳимоя қилган.

Олимнинг илмий ишлари асосан, деформацияланувчан каттик жисм механикасига бағишланган. Айниқса, “Қобиклар устиворлиги” монографияси Германиянинг нуфузли нашриётида чоп этилиши унинг тадқиқотларининг эътирофидир. Бу тадқиқотлар натижаси ўлароқ эластиклик чегарасидан кейин конструкция элементларини ҳисоблаш усули такомиллаштирилган, эластиклик чегарасидан кейин конструкция элементларининг устиворлик назарияси ишлаб чиқилган.

Кубаймурат Исмаилов халқаро илмий анжуманлар, конгресслар, конференциялар ва республика илмий конференцияларида мунтазам қатнашиб, 3 та монография, 180 дан ортиқ илмий ва илмий услубий мақолаларни, шу жумладан, хорижий давлатларда 23 та илмий мақолаларни нашр қилдирган. Ихтиролари учун 3 та патент олинган, бир қанча илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган. ЎзР ОЎМТВ грифи билан, 3 та дарслиги ҳамда 15 та ўқув қўлланмаси чоп этилиб, республика олий ўқув юртлари талабалари томонидан ўрганилмоқда.

Олим Олий ва ўрта махсус таълим, Халқ таълими вазирликлари ҳамда Ўзбекистон Республикаси Президентининг истикболли ёш педагог ва илмий кадрларнинг малакасини ошириш “Истеъдод” жамғармаси томонидан 2010 ва 2013 йилларда ўтказилган “Йилнинг энг яхши дарслик ва ўқув адабиёти муаллифи” Республика танловлари ғолиби бўлди.

Олимнинг жамоат ишларидаги фаоллиги ҳам таҳсинга лойик. У деформацияланувчан каттик жисмлар механикаси соҳасида ихтисослаштирилган тўртта илмий Кенгаш аъзоси сифатида малакали кадрлар тайёрлаш масаласига кўп куч сарф этмоқда.

Кубаймурат Исмаилов СамДАҚИ талабалари ўртасида ўзига хос нуфузга эга. Механиканинг турли йўналишлари бўйича талабаларга юксак савияда маърузалар ўқиб, уларнинг магистрлик диссертацияларига раҳбарлик қилмоқда. Ишда ҳалол ва талабчан, оилада меҳрибон ота сифатида бешта фарзандни тарбиялаб вояга етказган. Бугун улар халқ хўжалигининг турли соҳаларида самарали хизмат қилмоқдалар.

Олимнинг узоқ йиллик илмий-педагогик фаолияти ҳукуматимиз томонидан муносиб тақдирланган. У “Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта махсус таълим аълоҳиси”, “Ўзбекистон Республикаси мустақиллигининг 15 йиллиги” кўкрак нишонлари билан, 2010 ва 2015 йилларда Самарқанд вилоят ҳокимлиги “Фахрий ёрлик”лари билан тақдирланган.

Кубаймурат Исмаилов ўзининг 70 ёшини тафаккури тиниқлашган ва янги-янги ғоялар билан тўлиб-тошган бир паллада кутиб олмақда. Фидойи, изланувчан, мақсад сари собит интилувчан олимга мустаҳкам соғлиқ, оилавий хотиржамлик, ижодига барака ва баркамоллик тилаймиз!

Журнал таҳририяти

ДОКТОРУ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК, ПРОФЕССОРУ АНВАРУ ИШАНОВИЧУ АДЫЛХОДЖАЕВУ – 70 ЛЕТ

20 мая 2020 г. исполнилось 70 лет видному ученому, доктору технических наук, профессору, Почетному железнодорожнику Республики Узбекистан Анвару Ишановичу Адылходжаеву.

Он родился в семье интеллигентов. Его отец – Ишан Агзамович, долгие годы руководил Ташкентским институтом инженеров железнодорожного транспорта, единственной кузницей кадров для железной дороги в Центральной Азии. Вид отца в форме железнодорожника пробудил интерес и любовь у юного Анвара к этой профессии. Именно эти обстоятельства и привели вчерашнего выпускника средней школы в храм науки – Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта. Успешно сдав вступительные экзамены, он становится студентом факультета «Промышленное и городское строительство». Окончив институт в 1973 г. по специальности «Промышленное и гражданское строительство», молодой специалист был направлен инженером конструкторского отдела Института «Ташметропроект». Будучи инженером, он все время чувствовал в себе тягу к научным изысканиям. Интерес к науке становится определяющим фактором в его дальнейшей судьбе. Начиная с 1975 г., почти вся трудовая биография Анвара Ишановича будет неразрывно связана с его родным высшим учебным заведением – Ташкентским институтом инженеров железнодорожного транспорта.



В 1977 г. в Москве он успешно защитил кандидатскую диссертацию на тему «Разработка составов и применение госсиполосмольной эмульсии для закрепления подвижных песков», а в 1994 г. – докторскую диссертацию на тему «Разработка научных основ интенсивной раздельной технологии приготовления бетонных смесей».

Наряду с научной работой Анвар Ишанович ведёт активную педагогическую деятельность, являясь профессором кафедры, читает лекции студентам строительных специальностей бакалавриата, ведет спецкурсы магистров, издаёт учебную литературу. Он – автор более 150 научных работ, четырёх фундаментальных монографий, трех учебников, пяти учебных пособий. Имеет 35 авторских свидетельств на изобретение и 9 патентов Российской Федерации. Под непосредственным руководством профессора А.И. Адылходжаева были подготовлены 5 кандидатов и 2 доктора технических наук.

В 1998 г. он назначается на должность ректора ТашИИТ. Надо признать, что к этому моменту институт уже сдавал свои былые позиции среди высших учебных заведений республики, постепенно утрачивались его долгие научные связи с ведущими мировыми учебными заведениями. Молодой ректор начинает кропотливую работу, разрабатывается план развития ТашИИТ на перспективу, налаживаются научные связи, в корне меняются система подготовки научно-педагогических кадров, принципы обучения студентов. Преемственность становится главным критерием при определении дальнейшей стратегии развития вуза. Под его руководством коллектив института добивается возврата утраченных традиций. Он энергично берется за кардинальное изменение не только внешнего облика института, но и структуры учебного, трудового процесса. Складывается сплоченный работоспособный коллектив. Резко выросло количество докторов и кандидатов наук. Это даёт возможность поддерживать на высоком уровне потенциал профессорско-преподавательского состава. Число остепененных преподавателей составляет 60 % от всего педагогического состава. За короткий срок Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта становится одним из самых престижных и авторитетных вузов страны. Увеличивается число желающих получить профессию железнодорожника, в рейтинге высших учебных заведений республики институт постоянно занимает ведущие места.

Руководя институтом, Анвар Ишанович большое внимание уделял возможности студентов и работников института заниматься спортом. На территории института создается уникальная парковая зона с комплексом спортивных сооружений и объектов соцкультбыта. Особое внимание в своей деятельности он придаёт социальной защите сотрудников и студенчества.

Являясь талантливым руководителем, трудолюбивым, принципиальным, требовательным в работе, Анвар Ишанович, прежде всего, требователен к себе. Он всегда умело отстаивает интересы института. В этот период он постоянно добивался существенного повышения заработной платы преподавателей и сотрудников, учреждения именных стипендий компании для магистров и бакалавров, существенного повышения финансовых поступлений, что позволило за короткий период капитально отремонтировать общежития, учебные корпуса, построить на территории института спортивный комплекс, обогатить материальную базу института современными лабораторными базами, компьютерами, оргтехникой, приборами и установками.

В 2011 г. решением Правительства Республики Узбекистан А.И. Адылходжаев назначается ректором крупнейшего высшего учебного заведения страны – Ташкентского государственного технического университета имени И.Каримова. Проявляя свои организаторские качества и опыт умелого руководителя, он осуществляет коренные преобразования в университете.

Принципиальность и прямолинейность – вот два основных качества, которые отличают Анвара Ишановича как руководителя, как и талантливого ученого. Он непримирим к проявлениям нарушений в этике поведения, ко лжи, ханжеству и недобропорядочности. Стиль его руководства всегда отличался демократичностью, умением выделить и сосредоточиться на приоритетных направлениях деятельности, настойчивостью в достижении поставленных целей, вниманием и заботой окружающих.

Редколлегия Узбекского журнала «Проблемы механики» поздравляет Анвара Ишановича Адылходжаева с 70-летием, желает ему крепкого здоровья, семейного счастья, больших творческих успехов в деле процветания Узбекистана.

Редакция журнала

ЎЗБЕКИСТОННИНГ МЕХАНИК ОЛИМЛАРИ

ЙЎЛДОШЕВ ШУКУРУЛЛО УБАЙДУЛЛАЕВИЧ (1935)



Таниқли механик олим, техника фанлари доктори, профессор, Ўзбекистон қишлоқ хўжалиги ФА академиги, Ўзбекистон Республикаси халқ таълими аълочиси, Ўзбекистон Республикасида хизмат кўрсатган фан арбоби.

Йўлдошев Ш.У. 1935 йил 11 апрелда Тошкент шаҳрида таваллуд топган. У 1957 йилда Ўрта Осиё Политехника институтини (ҳозирги ТДТУ) тамомлаб, муҳандис-механик мутахассислигига эга бўлган. Меҳнат фаолиятини шу йили Тошкент шаҳридаги 3-автобазада механик лавозимида ишлаб бошлаган. 1958–1959 йилларда “Ўзавтойўл” вазирлигида катта муҳандис, 1959–1964 йилларда Ўрта Осиё қишлоқ хўжалигини механизациялаш ва электрлаштириш илмий-тадқиқот институти аспиранти, кичик ва катта илмий ходими, 1964 – 1974 йилларда СредазГОСНИТИ “Машина-трактор паркидан фойдаланиш, техник хизмат кўрсатиш, нефть хўжалиги” лабораторияси мудири, 1974–1977 йилларда САИМЭ директорининг илмий ишлар бўйича ўринбосари, 1977 – 1982 йилларда Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институтининг (ТИҚХММИ) “Материалшунослик” кафедраси мудири, 1982 – 1986 йилларда шу институтнинг илмий ишлар бўйича проректори, 1986 – 1991 йилларда мазкур институтнинг “Меҳнат муҳофазаси ОТ-3” илмий-тадқиқот лабораторияси мудири, 1991 – 1995 йилларда Ўзбекистон қишлоқ хўжалиги ФА вице-президенти, академик, 1995 – 2004 йилларда ТИҚХММИ “Машиналар пухталиги ва таъмирлаш” кафедраси мудири, 2004 йилдан ҳозирга қадар “Гидромелиоратив ишларни механизациялаш” кафедраси профессори лавозимларида ишлаб келмоқда.

Йўлдошев Ш.У. 1963 йилда “Исследование износа некоторых трущихся пар хлопковых машин” мавзусида номзодлик диссертациясини Тошкентда, 1982 йилда «Оценка показателей и повышение технического уровня уборочной техники» мавзусида докторлик диссертациясини Санкт-Петербургда химия қилган ва техника фанлари доктори илмий даражасини олган. Олимга 1977 йилда “Доцент”, 1983 йилда “Профессор” илмий унвони берилган.

Олимнинг илмий ишлари асосан қишлоқ хўжалиги ва мелиорация техникаларини ишлатиш, тиклаш ва таъмирлаш масалаларига бағишланган. У қишлоқ, мелиорация ва сув хўжаликлари тизимидаги машина ва агрегатларни такомиллаштириш, фойдаланиш, таъмирлаш, сақлаш, диагностикалаш муаммолари; машиналар ишончилиги, деталларнинг ишқаланиши, ейилиши (трибоника) назарияси ва амаллиёти; машиналарни таъмирлаш ва деталлар ресурсини тиклаш технологияси; машиналарга техник хизмат кўрсатиш, таъмирлаш, сақлаш технологияси ва ёнилғи-мойлаш материалларидан фойдаланиш муаммолари бўйича ўз илмий мактабини яратган. У 1990 йилда Ўзбекистон қишлоқ хўжалиги ФА академиги қилиб сайланган.

Олим илмий-педагогик фаолият билан бир қаторда, жамоат ишларида ҳам фаол қатнашиб келган. 1977 йилдан ТИҚХММИ илмий Кенгашининг аъзоси, 1982 йилдан ихтисослашган илмий Кенгашларнинг аъзоси, илмий котиби, раис ўринбосари ва раиси, 1988 йилдан Республика “Нуронийлар” жамғармаси марказий Кенгаши ва Вазирлар Маҳкамаси ҳузуридаги “Васийлик” Кенгашининг аъзоси, “Аграрная наука” (Москва шаҳри) журналининг таҳририят Кенгаши аъзоси сифатида фаол иш олиб борган. У 1995 – 2000 йилларда Ўзбекистон Республикаси Олий Мажлиси депутати бўлган.

Олим Туркияда (Кушадас ш., 1993), СУАР КНР (1993), Москва (1993), Минск (1994), Санкт-Петербург (1994), Исроил (Технион Университети, 1999), Покистон (Лоҳар ш., 2001) да бўлиб ўтган халқаро анжуманларда маърузалар билан қатнашиб, фанимиз ютуқларини жаҳонга танитган. 2010 – 2018 йилларда “Қишлоқ ва сув хўжаликларида фойдаланиладиган машина деталлари ресурсини тиклаш технологияларини модернизациялаш” бўйича Давлат грантларига раҳбарлик қилган.

Сермахсул олим 4 та монография, 3 та дарслик, 1 та муаммоли маърузалар тўплами, 475 дан ортиқ мақолалар ёзган, 15 дан ортиқ монография ва илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган. 40 дан ортиқ

технологик хариталар, тавсиялар яратган ва чоп қилдирган, улар Марказий Осиё хўжаликларига тарқатилган. У 3 та фан доктори ва 21 та фан номзоди тайёрлаб етиштирган. Уларнинг кўпчилиги хорижий мамлакатларда ва Ўзбекистонда самарали ишламоқдалар.

Олимнинг илмий-педагогик фаолияти давлатимиз томонидан муносиб тақдирланган. Унга 1993 йилда “Ўзбекистонда хизмат кўрсатган фан арбоби” фахрий унвони берилган. У “Мустақиллик” (1992), “Ўзбекистон белгиси” (1997), “Ўзбекистон Республикаси халқ таълими аълочиси” (2001), Академик Селиванов А.И. номли юбилей медали (Москва, 2009), “Ўзбекистон мустақиллигига 20 йил, 25 йил, 26 йил” (2011, 2016, 2017), “Меҳнат фахрийси” каби кўрак нишонлари билан мукофотланган.

Асосий асарлари:

1. Техническое совершенствование хлопкоуборочных машин. Ташкент: «Ўзбекистон», 1976. – 104 с.
2. Основы технического уровня хлопкоуборочных машин. Ташкент: «Фан», 1980. – 238 с.
3. Системный подход к оценке машин. Ташкент: «Меҳнат», 1988. – 206 с.
4. Машиналар ресурсидан тўлиқ фойдаланиш асослари ва муаммолари. Тошкент: ЧП «Югай», 2009. – 45 б.
5. Mashinalar ishonchiligi va ta'mirlash asoslari. Toshkent: «Ozbekiston», 2006. – 693 b.

У ҳақидаги адабиётлар:

1. ЎЗМЭ. 2002. Т.4. – Б.363.
2. Шукурулло Убайдуллаевич Йўлдошев – 75 ёшда // Механика муаммолари. 2010. № 1. – Б. 67.
3. Академик Ш.У.Йўлдошевнинг ҳаёти, илмий педагогик ва ижтимоий фаолиятининг тавсияномаси. Тошкент: Фан, 1995. – 48 б.
4. Камолот чегара билмас (Академик Ш.У.Йўлдошевнинг ҳаёти ва илмий-педагогик фаолиятдан лавҳалар. Ўзбек ва рус тилларида). Тошкент: Шарқ, 2005. – 161 б.

ХАДЖИЕВ АБДУМУТАЛИБ ХАДЖИЕВИЧ (1936)

Қишлоқ хўжалиги ва мелиорация ишларини механизациялаш соҳасида таниқли олим, Абу Райхон Беруний номидаги Ўзбекистон давлат мукофоти совриндори, Ўзбекистонда хизмат кўрсатган фан арбоби, Ўзбекистон қишлоқ хўжалик ФА академиги, техника фанлари доктори, профессор.

Олим 1936 йил 20 июнда Чимкент вилоятининг Туркистон туманида таваллуд топган. 1958 йилда Ўрта Осиё политехника институтини (ҳозирги – ТДТУ) тамомлаган. 1958 - 1961 йилларда шу институтнинг “Машиналар механизмлари назарияси ва деталлари” ҳамда “Тракторлар ва қишлоқ хўжалик машиналари” кафедраларида ассистент, 1961-1964 йилларда Ўрта Осиё қишлоқ хўжалигини механизациялаш ва электрлаштириш илмий-тадқиқот институти (САИМЭ, ҳозирги ЎЗМЭИ)нинг аспиранти, 1964 – 1970 йилларда шу институтда илмий ходим, лаборатория мудири, 1970 – 1974 йилларда САИМЭ директорининг илмий ишлар бўйича муовини, 1974 – 1998 йилларда институт директори, 1998-2010 йилларда институт директорининг маслаҳатчиси лавозмларида ишлаган. 2010 йилдан ҳозиргача лойиҳа раҳбари сифатида ишлаб келмоқда.

Илмий ишлари қишлоқ хўжалиги ва мелиорация машиналари, қишлоқ хўжалиги ва мелиорация ишларини механизациялаш муаммоларига доир. 1965 йили “Ўза култиватори ўғитлаш сошнингининг юқори тезликда ишловчи ўлчамларини асослаш ва танлаш” мавзусида номзодлик, 1989 йили “Ўзани локал равишда ўғитлаш технологиясини ва комплекс машиналарни ишлаб чиқиш” мавзуси бўйича докторлик диссертацияларини муваффақиятли ҳимоя қилган. Унга 1990 йили “Профессор” илмий унвони берилган, 1991 йили Ўзбекистон қишлоқ хўжалиги Фанлари Академияси (ЎЗҚХФА)нинг ҳақиқий аъзоси (академиги) этиб сайланган.

Олимнинг изланишлари самараси сифатида озика моддаларни чигит уялари ва ғўза кўчатлари тупларига яқин қилиб, бир текисда локал жойлаштириш, тупрокка экишдан олдин ишлов бериш жараёнида минерал ўғитларни кенг тасма усулида бўлажак ғўза қаторларига тўғрилаб солиш, чигит экиш ва ғўза парваришлаш даврида эса икки қатламга бир текисда солишни таъминлайдиган, минерал ўғитларни локал солиш интенсив технологиясининг илмий асослари ҳамда уни амалга ошириш учун техника воситалари комплекси ишлаб чиқилди.

Илмий тадқиқотлари натижасида чизель ўғитлагичи, оғир диски борона учун мосламаси, чуқурюмшатгич учун мослама ва ғўза қатор ораларига ишлов бериш культиваторларининг ўлчамларини асослаш услубияти ва математик усуллари таклиф этилди. Ўғит солиш аппаратларининг макбул ўлчамларини танлаш имкониятини берувчи, солиш меъёри ҳамда ўғит дозаларининг ўлчамлари билан сочилиш нотекислиги ўртасидаги математик боғлиқлик аниқланди. Чигитни экиш схемаси, ўғит тасмасининг кенглиги ҳамда ўғитлаш агрегатининг бўлажак ғўза қаторларига нисбатан ҳаракат йўналишига боғлиқ ҳолда чигит уяларининг кўмилган ўғит тасмасига тўғри келиб тушиш қонуниятлари келтириб чиқарилди.

Олимнинг изланишлари ўлароқ ток илдизларини бир йўла кесиш регенерация этувчи, минерал ўғитларни чуқур, локал солувчи ҳамда ҳосилдорликни оширувчи янги технология ва универсал қурилмаси



ишлаб чиқилди. Ҳозирги кунда иш органлари тез ростланадиган ва осон алмашадиган қатор ораларига ишлов берувчи ҳамда ўғит солувчи комбинациялашган агрегат устида шогирдлари билан биргаликда иш олиб бормоқда.

Изланувчан олим 3 та монография, 4 та илмий-оммабоп адабиётлар ва 348 тадан ортиқ илмий мақолалар ёзган, 58 та ихтирога муаллифлик гувоҳномалари ва патентларига эга, 15 та монография ва илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган, 35 та фан доктори ва фан номзоларини етиштириб берган, 28 та халқаро анжуманларда иштирок этиб, маъруза қилган.

Олим илмий-тадқиқот ишлари билан бир қаторда жамоат ишларида ҳам фаол қатнашган. 1975-1977, 1994-1996 йилларда Тошкент вилояти Янгийўл туман Кенгаши депутати, 1987 йил Тошкент вилоят Кенгаши депутати қилиб сайланган.

Олимнинг илмий ва ижтимоий фаолияти давлатимиз томонидан муносиб тақдирланган. Унга 1977 йили фан ва техника соҳасида Абу Райҳон Беруний номидаги Ўзбекистон давлат мукофоти, 1982 йили “Ўзбекистонда хизмат кўрсатган фан арбоби” фахрий унвони берилган. 1976 йили “Меҳнатдаги жасорати учун” медали, 1985 йили “Меҳнат фахрийси” медали, ВДНХ нинг кумуш (1974), олтин (1982) медали билан мукофотланган. 1972 й. ЎзР Олий Кенгаши Президиумининг “Фахрий ёрлиғи”, 1986 йили ВАСХНИЛнинг “Фахрий ёрлиғи”, 1992 йили “Мустақиллик” эсталик нишони билан тақдирланган.

Асосий асарлари:

1. Новая техника для хлопководства. Ташкент: Ўзбекистон, 1981. – 124 с. (в соавторстве).
2. Механизация локального внесения минеральных удобрений под хлопчатник. Ташкент: Меҳнат, 1988. – 185 с.
3. Технологические основы механизации внесения органоминеральных удобрений под хлопчатник. – УЗМЭИ (УЗНПЦСХ при МСВХ РУз), 2002. – 170 с.
4. История Узбекского научно-исследовательского института механизации и электрификации сельского хозяйства. – УЗМЭИ (УЗНПЦСХ при МСВХ РУз), 2007. – 120 с.
5. Пахтачилик культиваторининг комбинациялашган иш органи. Тошкент: “Адабиёт учкунлари”, 2014. – 72 б. (хаммуаллифликда).

У ҳақидаги адабиётлар:

1. Бибутов Н.С., Муродов М.М. Механика–тарихи ва таракқиёт йўли. Тошкент: Мухаррир, 2019. –80-81 б.

САДРИДДИНОВ АЗМИДДИН САДРИДДИНОВИЧ (1936)



Ўзбекистонда хизмат кўрсатган механизатор, Олий таълим аълоҳиси, ЎзР ҚХФА мухбир аъзоси, техника фанлари доктори, профессор.

А.С.Садриддинов 1936 йил 26 июнда Тошкент шаҳрида зиёли оиласида таваллуд топган. 1954 йилда Тошкент шаҳридаги 24-ўрта мактабни олтин медал билан тамомлаб, шу йили Ўрта Осиё политехника институти механика факультетининг кишлоқ хўжалиги машиналари мутахассислиги бўйича ўқишга кирди.

1959 йилда Ўрта Осиё политехника институтини битириб, “Машина ва механизмлар назарияси” кафедрасида ассистентликдан ўз фаолиятини бошлаган. 1962 – 1965 йилларда шу кафедра аспиранти, у таниқли олим Н. Б. Мюнстер раҳбарлигида пахта териш машиналари вертикал шпинделлари юритмалари бўйича илмий изланишлар олиб борган ва 1968 йилда “Пахта териш машинаси шпинделлари асосий параметрлари тезликларини аналоглари ёрдамида аниқлаш” мавзусида номзодлик диссертациясини ёқлаган.

Олимнинг ҳаёти ҳозирги Тошкент давлат техника университети билан чамбарчас боғлиқ, У 1968 – 1971 йилларда ТошПИ Механика факультети декани муовини, 1971 – 1977 йилларда Механика факультети кечки-сиртки бўлимининг декани, 1977 – 1983 йилларда “Кишлоқ хўжалик машиналари” кафедраси мудири, 1979 – 1992 йилларда “Трактор ва кишлоқ хўжалиги машинасозлиги” факультети декани, 1992 – 1996 йилларда ТДТУ ўқув ишлари бўйича 1-проректори, 1996 – 1997 йилларда “Кишлоқ хўжалиги машиналари” кафедраси профессори, 1997 - 2005 йилларда ЎзР кишлоқ хўжалиги вазирлигига қарашли илмий-ишлаб чиқариш Марказининг Тошкент вилоят бўлимининг раҳбари, 2005 – 2010 йилларда “Мурувват” агросаноат шўъба корхонасида маслаҳатчи, 2010 йилдан ҳозиргача “Ер усти транспорт тизимлари” кафедраси профессори лавозимида ишлаб келмоқда.

Олимнинг илмий ишлари асосан, кишлоқ хўжалиги машинасозлиги муаммоларига бағишланган. 1985 йилда собиқ Иттифоқда танилган Ростов-Дон кишлоқ хўжалиги машинасозлиги институти илмий Кенгашида “Ингичка толали пахта териш агрегатларини оптимал лойиҳалашнинг илмий асослари” мавзусида докторлик диссертациясини муваффақиятли ҳимоя қилган ва техника фанлари доктори илмий даражасини олган. 1991 йилда “Профессор” илмий унвони берилган.

Олим 4 та илмий монография, бир қанча ўқув қўлланмалар, 350 дан зиёд илмий мақолалар ёзган, 41 та муаллифлик гувоҳномаси ва патентларга эга, 5 та илмий монография ва 10 та илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган. У янги турдаги пахта териш машинаси яратиш борасида кўрсатмалар муаллифидир. Кишлоқ хўжалигини механизациялаш соҳасидаги илмий-тадқиқотларни ривожлантиришдаги хизматлари

этиборга олиниб, 1991 йилда у Ўзбекистон Республикаси Қишлоқ хўжалиги ФА мухбир аъзоси этиб сайланган.

Олимнинг бевосита ташаббуси билан Тошкент вилояти Оҳангарон тумани ҳудудида кафедранинг ўқув-тажриба полигони ташкил қилинган. Унинг раҳбарлигида Тошкент политехника институти Механика факультети қошида самарали фаолият юритаётган, кучли интеллектуал ва моддий-техника базасига эга бўлган қишлоқ хўжалик машиналарини, хусусан, пахта териш машиналарини такомиллаштириш бўйича илмий мактаб яратилган. У ТошПИ Механика факультетида номзодлик диссертацияларининг ҳимояси бўйича ихтисослашган илмий Кенгаш тузишнинг ташкилотчиси, шу кенгаш раис ўринбосари бўлган.

Унинг раҳбарлигида яратилган бир қанча ишланмалар «Политехник» туркумидаги қатор пахта териш машиналарида жорий қилиниб, давлат ва тармоқлараро илмий-техник марказ (МНТЦ) синовларидан муваффақиятли ўтган, кўрғазмаларда намойиш қилиниб, совринли ўринларни эгаллаган. Ушбу ишланмалар Тошкент қишлоқ хўжалиги машинасозлиги заводида, пахтачилик хўжаликларида ва таъмирлаш корхоналарида ишлаб чиқаришга татбиқ этилган. Ушбу хизматлари учун давлатимиз томонидан олимга 1984 йили “Ўзбекистонда хизмат кўрсатган механизатор” фахрий унвони берилган. У илм-фан ютуқларини ишлаб чиқаришга, вилоят фермер хўжаликларида амалиётга татбиқ қилиш ишларини ташкил қилишга бевосита раҳбарлик қилмоқда.

Олимнинг кўп йиллик хизматлари эътироф этилиб, 2016 йилда Ўзбекистон Республикасининг “Мехнат шухрати” ордени билан мукофотланган.

Асосий асарлари:

1. Фазовое дискретное моделирование процессов уборочных сепараторов при управлении движением хлопковых коробочек. Ташкент: Изд. НБ им. А.Навоий, 2011. –180 с. (в соавторстве).
2. Научные основы машинного проектирования и совершенствования хлопкоуборочных аппаратов. Ташкент: Фан, 1986. –197 с.
3. Моделирование и оптимизация уборочных машин. Ташкент: ТГТУ, 1994. –230 с. (в соавторстве).

У ҳақидаги адабиётлар:

1. Мадаев О. Ҳаёт ҳикмати хандаса илмидан топди // “Қишлоқ хўжалиги” журна. 2016. № 8.
2. Турсунов Ш. Дўстим ҳақида дил сўзлари // “Қишлоқ хўжалиги” журна. 2016. № 7.
3. Камолов Б. Азмидин ака ибрати. Тошкент: ТДТУ, 2016.

БОЙМЕТОВ РУСТАМ ИСАЕВИЧ (1936)

Қишлоқ хўжалик машиналари соҳасида таниқли олим, Ўзбекистонда хизмат кўрсатган механизатор, техника фанлари доктори, профессор.

У 1936 йил 30 апрелда Қашқадарё вилояти, Шаҳрисабз туманида таваллуд топган. 1949 йилда Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаш инженерлари институтига (ТИИИМСХ) ўқишга кириб, уни 1954 йилда “Қишлоқ хўжалигини механизациялаш” мутахассислиги бўйича тугатган. 1959 йилда Ўрта Осиё қишлоқ хўжалигини механизациялаш ва электрлаштириш илмий-тадқиқот институтига (ўша пайтдаги САИМЭ, ҳозирги ҚХМИТИ) йўлланма билан келиб, “Тупроққа ишлов берувчи машиналар” лабораториясида катта илмий ходим лавозимида илмий фаолиятини бошлаган. 1962 – 1965 йилларда мазкур институтнинг аспиранти, 1966 – 1975 йилларда лаборатория бошлиғи, 1975 – 1978 йилларда Яман Араб Республикаси давлат хўжалигида инженер-механик, 1978 – 1991 йилларда САИМЭнинг “Тупроққа экишгача ишлов беришни механизациялаш” бўлими раҳбари, 1991 – 2010 йилларда Ўзбекистон қишлоқ хўжалигини механизациялаш ва электрлаштириш илмий-тадқиқот институти директорининг илмий ишлар бўйича ўринбосари лавозимларида ишлаган. 2011 йилдан ҳозиргача шу институтнинг лабораториясида бош илмий ходим лавозимида ишлаб келмоқда.

Илмий ишлари қишлоқ хўжалик машиналарини такомиллаштириш ва меҳнат самарадорлигини ошириш, хусусан, пахтачилик соҳасида экишгача ишлов бериш машиналарининг технологиясини ишлаб чиқишга бағишланган. У 1969 йилда “Технологические основы и параметры орудия для обработки тяжелых глыбистых почв в зоне хлопководства” мавзусида номзодлик, 1990 йилда «Разработка технологий и комплекса машин для предпосевной обработки почвы в зоне хлопководства» мавзусида докторлик диссертациясини муваффақиятли ҳимоя қилган ва техника фанлари доктори илмий даражасини олган.

Олимнинг олиб борган тадқиқотлари натижасида қуйидаги муҳим илмий натижалар олинган:

- Турли шаклдаги деформаторлар орқали берилган зарба таъсирида кесакларнинг парчаланishi жараёнини ифодаловчи қонуниятлар ўрганилган. Олинган натижалар оғир ва серкесак тупроқларга ишлов берувчи иш органларининг турлари ва параметрларини асослаш имконини берган;

- Тупроққа қатламлаб ишлов берадиган чизел-култиваторлар ишлаб чиқилган ва параметрлари асосланган;

- Тупроққа унинг пастки нам қатламини юқорига олиб чиқмасдан ишлов беришни таъминлайдиган иш органлари билан жиҳозланган фрезали култиватор ишлаб чиқилган;



- Икки ярусли шудгорлашда плугнинг сифат ва энергетик иш кўрсаткичларининг унинг иш органлари параметрлари ва жойлашиш схемасига боғлиқ равишда ўзгариш қонуниятлари ўрганилган.

Мутақиллик йилларида унинг раҳбарлиги ва бевосита иштирокида қатор янги турдаги тупрокка ишлов бериш машиналари ишлаб чиқилган ҳамда ишлаб чиқаришга жорий қилинган. РНВ-8,5 осма юмшаткич-текислагич, ПДО-4-4.5, ПД-4-4.5, МР-2/3-45 икки ярусли ҳамда ОР-4/5-40, ПН-3/4-35 умумий ишларга мўлжалланган плуглар, ПТ-3.6 плёнка тўшагич машинаси шулар жумласидандир. Бугунги кунда олим деҳқон ва фермер хўжаликларида дон, картошка етиштиришнинг илмий-техникавий ечимларини асослаш йўлида тинмай изланмоқда.

Сермаҳсул олим 8 та монография, 520 дан ортиқ илмий мақолалар ёзган, 72 та муаллифлик гувоҳномаси ва ихтироларга патент олган, 12 та асарга масъул муҳаррирлик қилган, 5 та халқаро анжуманда қатнашиб, маъруза қилган, қишлоқ хўжалигини механизациялаш соҳасида 7 та фан доктори ва 24 та фан нозодини етиштириб берган. Унга эришган ютуқлари учун 2002 йилда “Профессор” илмий унвони берилган.

Олим “Механика муаммолари” Ўзбекистон журналининг, Қозоғистоннинг “Международная агроинженерия” журналининг таҳририят аъзоси сифатида фаол қатнашиб келади. У ТИҚХММИ ҳузуридаги докторлик илмий даража берувчи илмий Кенгаш ва илмий семинар аъзосидир.

Олимнинг илмий-педагогик фаолияти давлатимиз томонидан муносиб тақдирланган. Унга “Ўзбекистонда хизмат кўрсатган механизатор” фахрий унвони берилган. “Қишлоқ хўжалиги аълочиси” ва “Ихтирочи” кўкрак нишонлари билан мукофотланган.

Асосий асарлари:

1. Механико-технологические основы и параметры орудий для разуплотнения почвы. Ташкент: Фан, 1988. – 115 с. (в соавторстве).
2. Оптимизация параметров рабочих органов почвообрабатывающих машин. Ташкент: Фан, 1991. – 138 с. (в соавторстве).
3. Перспективные технологические процессы механизации возделывания хлопчатника. Ташкент: Фан, 1985. – 184 с. (в соавторстве).
4. Технология улучшения плодородия почвы. Ташкент: Узбекистан, 1985. – 80 с. (в соавторстве).

У ҳақидаги адабиётлар:

1. Бибутов Н.С., Муродов М.М. Механика – тарихи ва тараққиёт йўли. Тошкент: “Муҳаррир”, 2019. 107–108 бетлар.

ШОУМАРОВА МУХАЙЁ (1939)



Техника фанлари номзоди, профессор, Ўзбекистонда биринчи механизатор олима аёл.

Шоумарова Мухайё 1939 йил 10 майда Тошкентда шахрида таваллуд топган. 1956 йили ўрта мактабни имтиёзли тугатиб, Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаштириш инженерлари институти (ТИҚХММИ)нинг “Қишлоқ хўжалигини механизациялаш” факультетига ўқишга кирган ва уни 1961 йилда инженер-механик мутахассислиги бўйича битирган. 1961-1973 йиллари ЎзР ФА Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида инженер, аспирант, кичик ва катта илмий ходим бўлиб ишлаган. 1973 йилдан ҳозиргача ТИҚХММИнинг “Қишлоқ хўжалиги машиналари” кафедрасида доцент, профессор лавозимида ишлаб келмоқда. М.Шоумаровага 2001 йил ТИҚХММИда хизмат кўрсатган доцент, 2009 йили профессор илмий унвони берилган.

1971 йили “Вертикал шпинделли пахта териш машинаси шпинделларига ғўза тупи динамик таъсирининг тадқиқоти” мавзусидаги номзодлик диссертациясини ЎзР ФАнинг физика-техника илмий Кенгашида ҳимоя қилиб, техника фанлари номзоди илмий даражасини олган.

Илмий ишлари қишлоқ хўжалиги ва мелиорация машиналари, қишлоқ хўжалиги ва мелиорация техникаларини ишлатиш, тиклаш ва таъмирлаш масалаларига бағишланган. Олима ерга ишлов берадиган машиналар (плуг, култиватор), экиш машиналари, ўрим-йиғим машиналари (комбайн, пахта териш машинаси) технологик жараёнлари ва сифат кўрсаткичларини яхшилаш учун бир нечта илмий ғояларни шакллантирган. Талабаларга турли машиналарни ўргатишда айрим илгор техник ечимларни тўғридан-тўғри машинада кўрсатиб тушунтиришнинг иложи бўлмаганлиги сабабли, уларнинг моделидан фойдаланиш мақсадга мувофиқлигини кўрсатиб берган. У бугунги кунда ҳам илмий мақолалари асосида методик қўлланмалар, дарсликлар ёзиш, пахта териш машинаси аппаратурини такомиллаштириш бўйича илмий изланишлар олиб бормоқда.

Сермаҳсул олима 5 тадан ортиқ ўқув қўлланма ва дарсликлар, 250 дан ортиқ илмий мақола ёзган, ихтиролари учун 5 та муаллифлик гувоҳномасига эга, кўплаб илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган. Охириги уч йилда 5 та халқаро анжуманларда маърузалар билан қатнашган. 2017 йилда тажрибали

услугиёчи сифатида 5430100 – Қишлоқ хўжалигини механизациялаш таълим соҳасининг давлат таълим стандартларини ишлаб чиқишда иштирок этган.

Олиманинг жамоат ишларидаги фаолияти ҳам таҳсинга сазовор. У факультет аёллар кенгашининг раиси, Олий аттестация комиссияси илмий семинарининг актив аъзоси, қишлоқ хўжалигини механизациялаш факультетида бош мураббий ҳамда кафедра маънавий-маърифий ишлари бўйича масъулдир.

Олиманинг илмий-педагогик фаолияти давлатимиз томонидан муносиб тақдирланган. У Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта махсус таълим вазирлиги ва Қишлоқ хўжалиги вазирлигининг “Фахрий ёрлик”лари, “Мустақилликнинг 20 йиллиги”, “Мустақилликнинг 25 йиллиги” кўкрак нишонлари билан мукофотланган.

Асосий асарлари:

1. Пиллачиликда ишлатиладиган машина ва механизмларга техник хизмат кўрсатиш. Ўқув қўлланма. Тошкент: “Илм-зиё”, 2016. 3,5 б.т. (хаммуаллифликда).
2. Қишлоқ хўжалиги машиналари. Дарслик. Тошкент: “Шарқ” ва “Фан ва технология”, 2016. №18. – 25 б.т. (хаммуаллифликда).
3. Қишлоқ хўжалиги техникаларининг тузилиши ва уларга техник хизмат кўрсатиш. Ўқув қўлланма. Тошкент: “Ношир”, 2017. – 18,5 б.т. (хаммуаллифликда).
4. Қишлоқ хўжалигида механизациялаштирилган ишлар технологияси. Дарслик. Тошкент: “Чўлпон”, 2017. – 11 б.т. (хаммуаллифликда).
5. Қишлоқ хўжалиги машиналари. Олий ўқув юртлари учун дарслик. Тошкент: “Фан ва технология”, 2019. – 576 б. (хаммуаллифликда).

У ҳақидаги адабиётлар:

Ризаев А.А. Шоумарова Мухайё 80 ёшда // Механика муаммолари. 2019. № 2. –105 бет.

МАТЧАНОВ РАФИК ДОСЧАНОВИЧ (1942)

Доктор технических наук, профессор, член-корреспондент Узбекской Академии сельскохозяйственных наук, член Нью-Йоркской академии наук, заслуженный работник сельского хозяйства Республики Каракалпакстан.

Р.Д. Матчанов родился 9 марта 1942 г. в г. Турткуле Каракалпакской АССР. Окончил Ташкентский политехнический институт (ныне Ташкентский государственный технический университет) в 1965 г. по специальности «Сельскохозяйственные машины».

В 1965 г. инженер-технолог Узбекского тракторосборочного завода (ныне – Агрегатный завод), в 1965–1966 гг. – служба в армии, в 1967–1983 гг. инженер-конструктор, руководитель бригады, заведующий отделом конструирования хлопкоборочных машин, заместитель начальника Головного специализированного конструкторского бюро (ГСКБ) по машинам для хлопководства, в 1983–1989 гг. – главный инженер, первый заместитель председателя Всесоюзного промышленного объединения (ВПО) «Союзмашхлопководства», в 1989–1992 гг. – заместитель Председателя Президиума САО «ВАСХНИЛ», И.о. Вице-президента, академик-секретарь Узбекской академии сельскохозяйственных наук, в 1992–1996 гг. – Председатель Правления АО «ВМКВ-Agromash», в 1996–2007 гг. – заместитель Председателя, Председатель Правления ХК «Узсельхозмаш-холдинг», в 2007 г. по настоящее время заместитель директора СП «Agroxim» по научной работе.

Основные научные труды посвящены механизации сельскохозяйственного производства. Область его научных исследований – повышение потребительских свойств сельхозмашин путем совершенствования их динамических характеристик.

В 1972 г. Рафик Досчанович защитил кандидатскую диссертацию на тему: «Вопросы интегрирования уравнений вариационной задачи полета в центральном поле» (УДН, Москва). В 1988 г. защитил докторскую диссертацию на тему: «Научно-технические решения проблемы повышения эффективности работы многорядных хлопкоборочных машин» и получил ученую степень доктора технических наук. Им разработаны научно-технические основы проектирования многорядных хлопкоборочных машин, как многомассовых механических систем (на примере 4- и 6-рядных хлопкоборочных машин).

В 1991 г. Р.Д. Матчанов присвоено ученое звание профессора по кафедре «Сельскохозяйственные машины» ТИИИМСХ. Автором опубликовано более 300 научных работ, в том числе 13 книг и монографий. Получено около 180 авторских свидетельств на изобретение и патентов. Автор непосредственно участвовал в разработке и производстве отечественных хлопкоборочных машин: 17ХВ-1,8; 14ХВ-2,4; ХН-3,6; ХВА-1,2; ХВБ-1,8; ХНП-1,8; ХМГ-01, где внедрены его изобретения.

Р.Д. Матчанов является ответственным редактором 7 монографий. Участник более 10 международных конференций. Им подготовлено 1 доктор и 7 кандидатов технических наук.



В 2000–2005 гг. являлся депутатом Олий Мажлиса РУз от Кегейлийского и Нукусского районов Каракалпакстана.

В настоящее время руководит фундаментальными, прикладными и инновационными проектами по созданию хлопкоуборочной техники в отрасли сельскохозяйственного машиностроения.

После обретения независимости Республики Узбекистан руководил отраслью сельскохозяйственного машиностроения республики. В последние годы также осуществляет научное руководство в части проектирования и производства техники для химической защиты растений от вредителей и болезней. В течение 8 лет по совместительству руководил кафедрой «Сельскохозяйственные машины» ТИИИМСХ. Является членом экспертного совета ВАК РУз, заместителем главного редактора журнала «Агротехника дунёси».

Научно-педагогическая деятельность Р.Д. Матчанова высоко оценена правительством Узбекистана. Ему присвоено почетное звание «Заслуженный работник сельского хозяйства Республики Каракалпакстан».

Основные публикации:

1. Расчет и оценка качества хлопкоуборочных машин. Ташкент: Фан, 1992. – 90 с.
2. Уплотнение хлопка в бункере и эффективность хлопкоуборочных машин. Ташкент: Фан, 1993. – 87 с.
3. Моделирование динамических процессов в горизонтально-шпиндельных уборочных аппаратах. Ташкент: Фан, 2004. – 163 с. (в соавторстве).
4. Хлопкоуборочные машины (1929-2010 гг.). Ташкент: «Фан ва технология», 2011. – 353 с.
5. Защита растений в системе «Культура–вредитель–препарат–машина». Ташкент: Фан, 2016. – 335 с.

Литература о нем:

1. Рафик Досчанович Матчанов: к 60-летию со дня рождения. Библиография. Ташкент: АО «ВМКВ-Агромаш», 2002. – 25 с.
2. О книге Р.Д.Матчанова «Поиск своей истины». // Агротехника олами. 2017. №10.
3. Тиниб тинчимаслик махсули (Р.Д.Матчанов хакида) // Агротехника олами. 2018. №5.

КОРШУНОВА НАТАЛЬЯ АЛЕКСАНДРОВНА (1947)



Доктор физико-математических наук, профессор, видная представительница аналитической механики.

Н.А. Коршунова родилась 13 ноября 1947 г. в городе Кыштым Челябинской области (России). После окончания средней школы в 1965 г. поступила на учёбу механико-математический факультет ТашГУ (ныне –НУУз) и окончила в 1970 г. по специальности «Механика» со специализацией по общей механике. С сентября 1970г. работала в Ташкентском государственном университете на кафедре общей механики факультета прикладной математики и механики, занимая должности ассистента (с 1970 г.), старшего преподавателя (1979 г.), доцента (1980 г.), профессора (1993 г.). В 1997 – 2001 гг. работала в Межбанковской рейтинговой компании «Ахбор-рейтинг» (Ассоциация банков Узбекистана) в должности зав. аналитическим отделом, а затем в должности генерального директора этой компании. С 2001 г. работает в должности профессора кафедры теоретической и прикладной механики (ныне – теоретических основ механики) НУУз.

Н.А. Коршунова является представителем научной школы аналитической механики, руководимой проф. Ахмедом Ганиевичем Азизовым (1935–1997). Область её научных исследований–аналитическая механика; управление движением механических систем; методы оптимизации в механике; механика космического полета, в частности, оптимизация траекторий в гравитационных полях.

В 1977 г. она защитила кандидатскую диссертацию на тему «Вопросы интегрирования уравнений вариационной задачи полета в центральном поле» (УДН, Москва). В 1993 г. защитила докторскую диссертацию на тему «Аналитическая теория оптимизации траекторий точки в гравитационных полях» (МГУ, Москва). В 1983 г. присвоено ученое звание доцента по кафедре общей механики, а в 2012 г. присвоено ученое звание профессора по кафедре теоретической и прикладной механики. К настоящему времени ею опубликовано более 115 научных работ. Она является ответственным редактором многих научных трудов и монографий и единственной женщиной доктором наук по теоретической механике в республике. Под её руководством защищены 1 кандидатская и 1 докторская диссертации.

Н.А. Коршуновой была предложена теория, основанная на классических методах аналитической механики, определения аналитических решений на активных участках оптимальной траектории центра масс космического аппарата, движущегося в различных центральных и нецентральных гравитационных полях. Результаты играют важную роль при исследовании космического пространства и применяются в небесной баллистике при построении конкретных межпланетных траекторий.

Наталья Александровна успешно сочетает педагогическую, учебно-методическую, научно-исследовательскую и организационно-воспитательную работу. Она пользуется заслуженным авторитетом среди сотрудников и студентов факультета. Н.А. Коршунова на высоком научно-методическом уровне чита-

ет общий курс теоретической механики, а также специальные курсы «Теория устойчивости движения», «Небесная механика», «Вариационные задачи динамики полета», «Аналитическая механика» «Теория управляемого движения» и др. Руководила фундаментальным грантом Ф-4-29 «Динамика управляемых механических систем с неидеальными и условными связями», является членом специализированных советов по защите диссертаций, членом редколлегии Узбекского журнала «Проблемы механики». Н.А. Коршунова вкладывает огромную лепту в дело подготовки высококвалифицированных научно-педагогических кадров не только в Узбекистане, но и за рубежом.

Основные труды:

1. Вариационные задачи механики космического полёта. Учебное пособие. Ташкент: Университет, 1991. – 84 с. (с Азизовым А.Г.).
2. Избранные главы теории устойчивости движения. Учебное пособие. Ташкент: Университет, 1995. – 32 с. (с Азизовым Д.М.).
3. Космик парвозлар механикасига кириш (методик қўлланма). Тошкент: ХТРХМОМИ, 2006. – 32 с. (соавторы – Т.Т.Кодиров, М.Н.Сидиков).
4. Космик парвозлар механикасига кириш (услубий қўлланма), 2 қисм. Тошкент: ХТХКТМОМИ, 2009. – 43 с. (соавторы – Т.Т.Кодиров, М.Н.Сидиков)
5. Analytical Solutions for Thrust Arcs in a Field of Two Fixed Centers // «Journal of Guidance, Control, and Dynamics» (AIAA), USA, V.37. 2014. №5. P. 1716-1719.

Литература о ней:

1. Профессору Коршуновой Наталье Александровне – 70 лет // Вестник НУ Узбекистана им. Мирзо Улугбека, 2017. № 1.
2. Доктору физико-математических наук, профессору Коршуновой Наталье Александровне – 60 лет // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2007. № 4.
3. Бибутов Н.С., Муродов М.М. Механика – тарихи ва тараққиёт йўли. Тошкент: “Мухаррир”, 2019. – 99-101 бетлар.

ҲАМИД ТУРСУНОВИЧ АҲМАДХЎЖАЕВ (1949)

Таниқли механик олим, техника фанлари доктори, профессор, Ўзбекистон Республикаси олий таълим аълочиси.

Ҳамид Турсунович Аҳмадхўжаев 1949 йил 7 февралда Наманган шаҳрида ҳарбий хизматчи оиласида таваллуд топган. 1971 йил Тошкент тўқимачилик институтини тамомлаган. 1971–1973 йилларда Ўзбекистон Республикаси пахта тозалаш саноати вазирлигининг экспертиза бўлимида муҳандис, катта муҳандис, 1973–1982 йилларда Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институтида аспирант, ассистент, доцент, 1982–1988 йилларда шу институтнинг Наманган филиалида директор, 1988–1992 йилларда ТТЕСИнинг «Пахтани дастлабки ишлаш» кафедраси мудири, 1993–1998 йилларда НамМТИ ректорининг ўқув ишлари бўйича проректори, 1998 – 2005 йилларда эса шу институт ректори лавозимида ишлаган. 2005 йилдан ҳозирга қадар шу институтнинг “Табиий тоғларни дастлабки ишлаш технологияси” кафедраси профессори лавозимида ишлаб келмоқда.

Олимнинг илмий ишлари пахта саноати техника ва технологияларини такомиллаштириш ҳамда самарадорлигини ошириш муаммоларига бағишланган. У 1980 йилда “Исследование транспортирования хлопка-сырца в металлополимерных трубопроводах и их влияния на качество волокна и семян” мавзусида номзодлик, 1995 йилда “Разработка основ теории и технологии обработки производных хлопка-сырца после джинирования” мавзусида докторлик диссертациясини Кострома шаҳрида химоя қилган ва техника фанлари доктори илмий даражасини олган. 2011 йилда унга “Профессор” илмий унвони берилган.

Сермаҳсул олим 7 та монография, 350 дан зиёд илмий мақолалар ёзган, 50 дан ортиқ рационализаторлик ва ихтирочилик таклифларига муаллифлик гувоҳномаси ва давлат патентларини олган, қўлаб илмий тўпламлар ва монографияларга масъул муҳаррирлик қилган. Унинг илмий раҳбарлигида 10 дан ортиқ фан номзоди тайёрланган.

Олимнинг ташкилотчилик фаолияти, айниқса, таҳсинга лойиқдир. У ТТЕСИ Наманган филиалида директор лавозимида ишлаганида, филиалда 4 та мутахассислик кафедраси ташкил этилган, кундузги ўқув бўлими очилган, профессор-ўқитувчилар илмий салоҳияти 26 фоизга ўсган.

НамМТИ ректорлик даврида унинг саъй-ҳаракатлари билан дунёдаги ривожланган мамлакатлардаги илм даргоҳлари – АҚШнинг Мериленд университети, Ҳиндистоннинг Жавоҳарлал Неру, Индира Ганди номли очиқ миллий университетлар, Россиянинг Кострома давлат техника университети, Иваново давлат тўқимачилик академияси, Санкт-Петербург технология ва дизайн университети, Москва тўқимачилик академияси билан икки томонлама алоқалар йўлга қўйилган.



Олим ижтимоий-сиёсий ҳаётнинг фаол иштирокчиси, талабчан раҳбар ва меҳрибон устоздир. У 2000 йили Президент сайловини ўтказувчи Наманган вилояти округи раиси, вилоят “Билим” жамияти раиси, “Адолат” СДП вилоят Кенгаши раҳбари бўлган. У ҳозирги кунда ҳам юртимизда ўтказилаётган ислохотларнинг рўёбга чиқишида атрофдагиларга ўрнак бўлмоқда.

Олимнинг илмий-педагогик фаолияти давлатимиз томонидан муносиб тақдирланган. 2019 йилда Ўзбекистон Республикаси «Шуҳрат» медали билан, 1999 йилда “Ўзбекистон Республикаси Олий таълим аълочиси” кўрак нишони, 2011 йилда “Ўзбекистон Республикаси мустақиллигининг 20 йиллиги” эсдалик нишони билан мукофотланган.

Асосий асарлари:

1. Машинасозликда маҳсулотлар сифатини таъминлаш. Тошкент: Молия, 2002. 84б. (Ҳаммуаллифликда).
2. Триботехникадан амалий машғулотлар. Тошкент: Молия, 2006. – 256 б. (Ҳаммуаллифликда).
3. Основы теорий и технологии производных дженирования. Ташкент: “Фан”, 2005. –161с. (Ҳаммуаллиф-ликда).
4. Чигитларни тозалаш ва саралаш технологиясини такомиллаштириш. Тошкент: “Фан”, 2009. – 128 б. (Ҳаммуаллифликда).
5. Тўқимачилик материалларини ўраш назарияси. Тошкент: “Ворис”, 2010. – 336 б. (Ҳаммуаллифликда).
6. Чигитларни тозалаш ва саралаш технологиясини такомиллаштириш. Наманган: “Наманган” нашриёти, 2015. – 129 б. (Ҳаммуаллифликда).
7. Совершенствование конструкций и разработка методов расчета рабочих органов очистителей хлопко-сырца от мелкого сора. Ташкент: “Фан”, 2016. – 125 с. (В соавторстве)
8. Тола сифатини яхшилаш мақсадида аррали жинни таъминлаш жараёнини такомиллаштириш. Тошкент: “Наврўз”, 2018. – 140 б. (Ҳаммуаллифликда)

У ҳақидаги адабиётлар:

1. Саримсаков О. Ҳаёт формуласи (Ҳ. Аҳмадхўжаев ҳаёти ва фаолиятдан лавҳалар). Наманган: “Наманган” нашриёти, 2019. – 420 б.

ХУДАЙКУЛОВ САВЕТ ИШОНКУЛОВИЧ (1949)



Суюклик, газ ва плазма механикаси соҳасида кўзга кўринган олим, техника фанлари доктори, профессор.

У 1949 йил 7 сентябрда Сирдарё вилояти, Гулистон шаҳрида таваллуд топган. 1974 йилда Тошкент давлат университетининг механика-математика факультетини тамомлаган. 1974 – 1975 йилларда Сирдарё давлат педагогика институтининг “Олий математика” кафедрасида лаборант, 1975 – 1976 йилларда Тошкент ирригация ва кишлок хўжалигини механизациялаштириш муҳандислари институти Янгиер филиали тайёрлов курси мудири, 1976 – 1987 йилларда мазкур институтнинг Янгиер филиали “Олий математика” кафедраси ассистенти, “Ҳисоблаш техникаси” кафедраси катта ўқитувчиси, 1987 – 1993 йилларда Тошкент ирригация ва кишлок хўжалигини механизациялаштириш муҳандислари институти “Олий математика” кафедраси катта ўқитувчиси, доценти, 1993 – 1996 йилларда Гулистон давлат университети “Ўқув жараёнида янги информацион технологияларни қўллаш” кафедраси доценти, мудири, 1996–1998 йилларда Тошкент автомобил йўллари институтининг тест маркази бошлиғи, “Ҳисоблаш техникаси ва информатика” кафедраси доценти, 1998 – 2008 йилларда Тошкент ирригация ва мелиорация институти “Олий математика” ва “Гидравлика” кафедраси доценти, 2008–2012 йилларда ЎзР ФА Сув муаммолари институти илмий ишлар бўйича директор ўринбосари, 2012–2018 йилларда Тошкент ирригация ва кишлок хўжалигини механизациялаш муҳандислари институти қошидаги Ирригация ва сув муаммолари илмий-тадқиқот институти “Сув хўжалиги иқтисодиёти ва тизимини такомиллаштириш” лабораторияси етакчи илмий ходими, 2018 йилдан ҳозиргача Ирригация ва сув муаммолари илмий-тадқиқот институти “Гидротехника ва мелиорацияда гидродинамика жараёнларини моделлаштириш” лабораторияси бош илмий ходими лавозимида ишлаб келмоқда.

Илмий ишлари суюклик ва газ механикаси муаммоларига бағишланган. Олим номзодлик диссертациясини 1986 йилда ЎзР ФА Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти ҳузуридаги ихтисослаштирилган кенгашда «Истечение жидкости с последующими присоединениями притоков при различных конфигурациях стенки и его приложения» мавзусида ҳимоя қилган. 2005 йилда “Икки фазали оқимлар назариясини ривожлантириш ва улар ёрдамида техника масалаларини ечиш” мавзусида докторлик диссертациясини ҳимоя қилган. Унга 1995 йилда “Доцент”, 2019 йилда “Профессор” илмий унвони берилган.

Сермаҳсул олим 6 та монография, 2 та дарслик, 150 дан зиёд илмий мақолалар ёзган. Бир неча мултипликация гувоҳномасига ва ихтиролари учун 4 та патентга эга. 10 дан зиёд илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган. Фанимиз учун 3 та фан номзодини етиштириб берган.

Олим республикамининг ижтимоий-сиёсий ҳаётида ҳам фаол қатнашиб келади. Давлат илмий-техника дастурлари доирасида бажарилаётган илмий-тадқиқот ишлари натижалари бўйича Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси, Олий Мажлис, Сув хўжалиги вазирлиги йиғилишларида иштирок этмоқда ҳамда Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институти ва Ирригация ва сув муаммолари илмий-тадқиқот институтида ташкил этилган илмий-амалий семинарларда ўзининг чиқишлари билан қатнашмоқда. Олиб борган илмий-тадқиқотлари ва чоп этган илмий ишлари чет элда ҳам яхши танилган ва илмий адабиётларда унинг ишларидан фойдаланиб келмоқдалар.

“Фан-таълим-ишлаб чиқариш ўртасидаги интеграцияни” ривожлантиришда Президентимиз ташаббуси ва раҳбарлигида ишлаб чиқилган, бугун ўзининг юксак самарасини бераётган “Кадрлар тайёрлаш миллий дастури”да белгиланган вазифаларни бажариш мақсадида, Олий ўқув юртидан кейинги таълим сифатини оширишда Олий таълим муассасаларида ўқув стандартлари, фан дастурлари, ўқув қўлланма ва монографиялар ёзилишида ўзининг маслаҳатини бериб келмоқда. Техника йўналишидаги олий ўқув юртларида ўриндошлик асосида профессор бўлиб дарс бериш билан бирга, магистрлик диссертация ишларига раҳбарлик қилмоқда.

Асосий асарлари:

1. Теория струй многофазных жидкостей. Ташкент: «Фан», 2003. – 140 с. (в соавторстве).
2. Гидротехник иншоотлардаги сув ўтказиш трактлари қурилмаларининг турли конструкцияларини тадқиқ қилиш. Тошкент: «Наврўз», 2018. – 128 бет. (Ҳаммуаллифликда).
3. Дренаж ва дренаж тизимидаги ер ости сувлари ҳаракатини моделлаштиришнинг математик усуллари. Бухоро: «Durdona», 2017. – 160 бет. (Ҳаммуаллифликда).
4. Математические модели гидравлического удара в гидросооружениях и производственных комплексах. Ташкент: «Наврўз», 2017. – 162 с. (в соавторстве).
5. Моделирование динамики развития стратификационных течений многофазных жидкостей. Ташкент: «Наврўз», 2017. – 135 с. (в соавторстве).
6. Стационарное и нестационарное течения воды с наносами в водотоках. Бухара: «Durdona», 2017. – 160 с. (в соавторстве).
7. Дисперс аралашмалар оқимидаги кавитация ва пульсация жараёнларнинг шаклланиш қонуниятини моделлаштириш ва сув омборларига қўллаш. Бухоро: «Durdona», 2019. – 126 бет. (Ҳаммуаллифликда).
8. Gidravlika. Ўқув қўлланма. Бухоро: «Durdona», 2017. – 316 б.
9. Гидромеханика. Ўқув қўлланма. Тошкент: “Фан”, 2008. – 436 бет. (Ҳаммуаллифликда).

У ҳақидаги адабиётлар:

1. Оқил ва одил олим. // “O‘zbekiston qishloq va suv xo‘jaligi” журналі, №3. 2019. – 47 бет.
2. Ҳаётини илмга бағишлаган инсон. // Наманган вилояти касб-хунар таълими ҳудудий бошқармасининг газетаси, 26 сентябрь 2019 й.

ТЎХТАҚЎЗИЕВ АБДУСАЛИМ (1950)

Қишлоқ хўжалигини механизациялаш соҳасидаги таниқли олим, техника фанлари доктори, профессор.

У 1950 йилда Фарғона вилоятининг Бешариқ туманида таваллуд топган. 1966 йилда Тошкент давлат политехника институтига (ҳозирги И.А.Каримов номидаги Тошкент давлат техника университети) ўқишга кириб, 1971 йилда инженер-механик мутахассислиги бўйича тамомлаган. 1971–1973 йилларда Фарғона политехника институти стажер-изланувчиси, кафедра ассистенти; 1973–1987 йилларда Ўрта Осиё қишлоқ хўжалигини механизациялаш ва электрлаштириш илмий-тадқиқот институти инженер-конструктори, аспиранти, кичик ва катта илмий ходими; 1987–2011 йилларда Ўзбекистон қишлоқ хўжалигини механизациялаш ва электрлаштириш илмий-тадқиқот институти бўлинма раҳбари, лаборатория раҳбари; 2012–2017 йилларда мазкур институтнинг “Тупрокка ишлов бериш ва ер текислаш машиналари” лаборатория раҳбари, лойиҳалар раҳбари; 2018 йилдан ҳозирги вақтгача Қишлоқ хўжалигини механизациялаш илмий-тадқиқот институти “Тупрокка ишлов бериш ва ер текислаш машиналари” лабораторияси ва бир қатор лойиҳалар раҳбари лавозимларида ишлаб келмоқда.

Илмий ишлари қишлоқ хўжалиқ техникасини такомиллаштиришга, хусусан, тупрокка ишлов бериш техникасининг илмий-техник асосларини шакллантиришга бағишланган. Олим 1979 йилда “Исследование и обоснование параметров зубовой борона для работы на повышенных скоростях движения в зоне хлопководства” мавзусида номзодлик, 1998 йилда “Механико-технологические основы повышения эффективности почвообрабатывающих машин хлопководческого комплекса” мавзусида докторлик диссертацияларини ҳимоя қилган ва техника фанлари доктори илмий даражасини олган.



Олимнинг илмий-тадқиқотлари натижаси ўлароқ, тупроққа кам энергия сарфлаб, деформациялаш ва парчалашнинг илмий-техник асослари ишлаб чиқилган ва бунда олинган натижалар асосида энергия-ресурстежамкор тупроққа ишлов бериш машиналари яратилган; тупроққа ишлов бериш машиналарининг ишлов бериш чуқурлиги ва барқарорлигига тупроқ физик-механик хоссалари ва агрегат ҳаракат тезлигининг таъсирини камайтириш ва бартараф этишнинг илмий-техник ечимлари ишлаб чиқилган.

Айниқса, мустақиллик йилларида қишлоқ хўжалик техникасини такомиллаштиришга ва иш самарадорлигини оширишга катта куч сарф қилди. Мустақиллик йилларида унинг раҳбарлиги ва бевосита иштирокида 10 дан ортиқ янги турдаги тупроққа ишлов бериш машиналари ишлаб чиқилган (ГРП-3/5 ва ГНУ-1МС чуқур юмшаткичлар, ПД-4-45, ПНЯ-4/5-45, МР-2/3-45, АМР-2/3-45 икки ярусли ҳамда ОР-4/5-40, ОР-3/4-40 ва ОРЗ-3/4-40 умумий ишларга мўлжалланган плуглар, ДР-3/4-дискли плуг, КМ-3,0 комбинациялашган машина, КДБ-3,0 комбинияциялашган дискли борона, РВН-8,5 юмшаткич-текислагич) ва улар қишлоқ хўжалиги ишлаб чиқаришга жорий этилмоқда. Уларни қўллаш ерларни экишга тайёрлашга сарфланадиган ёнилғи ва бошқа харажатларни 1.2-1.3 марта камайтириш ва иш унумини 1.5 мартагача ортишини таъминлайди. Кейинги йилларда у томонидан юқори қувватли тракторлар учун кенг қамровли ҳамда даладан бир ўтишда турли технологик жараёнларни қўшиб бажарадиган комбинациялашган, шу жумладан тракторни олди ва орқасига осиладиган ишчи қисмлардан ташкил топган машиналарни ишлаб чиқиш бўйича тадқиқотлар олиб борилмоқда. Сўнги уч йилда ўтказилган тадқиқотларнинг натижалари бўйича 4 та монография, илмий журналлар ва тўпламларда 112 та мақола эълон қилинган, 6 та ихтирога патент олинган. Изланувчан олим бугунги кунда тупроққа ишлов бериш ва ер текислаш машиналарининг иш сифати ва унумини ошириш, материал-энергия-ҳажмдорлигини камайтириш муаммолари бўйича тадқиқотлар олиб бормоқда.

Сермаҳсул олим 5 та монография ва 540 тадан зиёд илмий мақолалар эълон қилган, 78 та муаллифлик гувоҳномаси ва патентларга эга, 14 та халқаро анжуманларда қатнашиб маърузалар қилган, 22 та фан доктори ва фан номзодларини тайёрлаб берган, бир қанча илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган. Унга илмда эришган ютуқлари учун “Профессор” илмий унвони берилган.

Олим илмий фаолият билан бир қаторда жамоат ишларида ҳам фаол қатнашган. У Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институти ҳузуридаги Dsc.27.06.2017.Т.10.01 рақамли илмий кенгаш аъзоси ва шу илмий кенгаш қошидаги илмий семинарнинг раис ўринбосаридир, олий ўқув юртларида педагогик фаолият олиб бориб, 5 та магистрлик диссертацияларига илмий раҳбарлик қилган.

Асосий асарлари:

1. Тупроқни кам энергия сарфлаб деформациялаш ва парчалашнинг илмий-техник асослари. Тошкент: “Komron Press”, 2013. – 120 б. (хаммуаллифликда).
2. Тракторларнинг олди ва орқасига осиладиган ишчи қисмлардан ташкил топган тупроққа ишлов бериш машиналарини ишлаб чиқишнинг илмий асослари. Тошкент: “Mashhur Press”, 2016. – 136 б. (хаммуаллифликда).
3. Тракторларнинг олди ва орқасига осиладиган ишчи қисмлардан ташкил топган тупроққа ишлов бериш машиналарини агрегатлашнинг илмий-техник асослари. Тошкент: ҚХМЭИ ЎзҚХИИЧМ, 2019. – 158 б. (хаммуаллифликда).
4. Иш органлари рамага қўзғалмас бириктирилган тупроққа ишлов бериш машиналарининг ишлаш чуқурлиги барқарорлигини таъминлашнинг илмий-техник ечимлари. Тошкент: “Muxr Press”, 2019. – 70 б. (хаммуаллифликда).
5. Иш органлари рамага қўзғалувчан бириктирилган тупроққа ишлов бериш машиналарининг ишлаш чуқурлиги барқарорлигини таъминлашнинг илмий-техник ечимлари. Тошкент: “Muxr Press”, 2019. – 84 б. (хаммуаллифликда).

*“Ўзбекистоннинг механик олимлари” материалларини
доцент Муҳаммад Раҳим тайёрлади.*

МУНДАРИЖА

Т. Р. Рашидов, Б. Мардонов, Н. Б. Джураева. Тупрок (грунт) муҳити билан ўзаро таъсирдаги тупроққа ишлов берувчи машина ишчи органларининг бўйлама тебраниши.....	3
А. А. Абдурахимов. Реакторда реагентни ҳаракати даражасига бўйлама кўчишнинг стационар бўлмаган силжишга таъсири.....	7
А. Абдусаттаров, Ф. Э Абдукадиров, Н. Х Сабиров. Қобик конструкцияларни кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини ва хусусий тебранишини материалларни нозластиклик хусусиятини эътиборга олган ҳолда тадқиқ қилиш.....	10
Р. И. Каримов, Н. Н. Бегимов, Ш. А. Садуллаев. Эркинлик даражаси бирга тенг бўлган планетар-ричагли механизмни кинетостатик моделлаштириш.....	16
З. Р. Тешабоев. Ўзбекистонда марказдан қочма усулда моделлаштиришни ривожланиши.....	20
Ф. Х. Назаров. Сиклмайдиған ёпишқоқ суюқликнинг эгри деворли қувурлардаги ҳаракати.....	23
Ҳ. С. Сагдиев, А. С. Ювмитов, З. Р. Тешабоев, В. А. Галиаскаров, Х. О. Шерниёзов, Б. Н. Мирзақобилов. Умумтаълим мактаб биноларини сейсмик кучлар таъсирига ҳисоблаш ва уларни хавфсиз эксплуатация қилиш бўйича тавсиялар.....	29
М. Х. Миралимов., Р. А. Абиров. Шикастланишларга эга бўлган конструкцияларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш усули.....	34
Х. А. Байбулатов, М. Ж. Бердибаев. Темирбетон конструкцияларининг юк кўтариш қобилиятига коррозиянинг таъсири.....	39
А. А. Ризаев, А. Т. Йулдашев, Р. Р. Худайкулиев, Ж. Султанов. Пахта териш машинасида пахтани ҳаво қувурида ташиш тизимини таҳлил қилиш ва баҳолаш.....	45
А. А. Ахметов, Ш. А. Ахмедов, Д. У. Камбарова. Олдинги ғилдирак шинасининг оғиши ва эгилишининг трактор ғилдираги формуласига таъсири.....	47
А. А. Шермухамедов, А. А. Тоғаев, Н. Т. Эргашев. Универсал шассили трактор тиркамаси кузови асосини турли материаллардан фойдаланган ҳолда кучланганлик-деформацияланиш ҳолатини сонли таҳлили..	50
А. Д. Каюмов, Д. А. Каюмов. Ҳаракатланувчи юк таъсирида шўрланган тупроқларнинг таркибий элементлари орасидаги боғланиш кучини бузилиш механизми.....	54
А. Г. Естифеева, И. Р. Мифтахова, К. Д. Саямова, Х. Х. Турдикулов. Натуравий кузатиш маълумотларини ҳисобга олган ҳолда Чорвоқ ГЭС грунтли тўғонининг хавфсиз эксплуатациясини таъминлаш..	60
А. И. Адилходжаев, Т. Ж. Амиров, У. Г. Юсупалиев, М. Б. Тўхтаев. Цемент билан мустаҳкамланган чақиктош-шағал - қум қоришмасининг сикилишдаги мустаҳкамлиги орқали эгилишдаги чўзилишга мустаҳкамлигини прогноزلаш.....	64
Г. А. Бахадиров, Г. Н. Цой, А. М. Набиев. Сувга тўйинган материаллардан сиқиб чиқарилган суюқлик микдорига таъсир этувчи омилларни экспериментал аниқлаш.....	67
Д. М. Мухаммадиев, Б. Х. Примов, Х. А. Ахмедов, Л. Ю. Жамолова. Хом ашё валигининг аррали жин олд брус юзасидаги ҳаракатини тадқиқи.....	71
Р. Ш. Сулаймонов, М. Х. Ахмедов, М. А. Гаппарова. Такомиллаштирилган колосникли панжарани чигитни линтерлаш жараёнига ва ишлаб чиқарилаётган маҳсулот сифатига таъсирининг тадқиқотлари.....	77
А. Мамахонов, К. Юлдашев. Пахта линтини ташувчи ва тозаловчи винтли конвейернинг самарали конструкциясини ишлаб чиқиш ва параметрларини асослаш.....	80
Н. М. Мусаев, М. М. Мукимов, М. А. Мансурова. Ясси игнадонли фанг трикотаж машинасининг тортиш механизми конструкциясинини ишлаб чиқиш ва асослаш.....	83
Б. Мардонов, Х. С. Усманов, Ф. Н. Сирожиддинов, Г. А. Юлдошева. Қозикчали барабанда ҳаракатланаётган пахта оқимидаги ифлослик заррачаларини ажратиш жараёнининг назарий тадқиқоти.....	87

Илмий ахборотлар

Р. И. Каримов, Т. Д. Хожибеков. Эцентрик кулачокли механизмлар звеноларининг зўриқишларини тадқиқ қилиш.....	92
А. А. Ризаев, С. Усаров, А. Т. Йулдашев, Н. Джураева, А. Хунаров. Терим аппарати ишчи камераси кинематикасига шпиндел айланма ҳаракати йўналишининг таъсири.....	96
В. М. Турдалиев, Г. У. Махкамов. Пиёз уруғини экиш аппаратидан тушгандан кейинги ҳаракатини назарий тадқиқи.....	99
Б. С. Мирзаев, Б. К. Тулаганов. Уруғли аралашма бўлакларининг қайтаргич билан ўзаро таъсирлашиш жараёнини тадқиқ этиш.....	106
Б. Ж. Астанов, А. А. Тоғаев, Ю. А. Шермухамедов. ТГЗ-1033 тўрт ғилдиракли юқори энергияли универсал - чопик трактори бурилиш жараёнининг динамик ҳисоби.....	109
А. А. Ахметов, А. И. Юлдашев, Д. У. Камбарова. Универсал пуркагичнинг чиқиш тиркишининг (сопло) диаметрини аниқлаш.....	113
А. Ш. Фазилов, М. Р. Мусаева, Ф. С. Исламова. Информацион тизимларда маълумотларни қайта ишлашни оптималлаштириш учун математик модели ва дастурий комплексини ишлаб чиқиш.....	116
Н. А. Нишонов. Зилзилада қувурлар ҳолатининг грунт шароитига боғлиқлигини ўрганиш ва таҳлил қилиш: хулосалар ва таклифлар.....	122

Ч.С.Раупов, У.Б.Бекмуродов. Тез ва юкори тезюар магистралларда турли хил кўприк тизимларидан оқилона фойдаланиш.....	126
У.З.Шермухамедов, Х.А.Байбулатов, О.Т.Исмаилов, У.Ю.Хамдамов. Сирдарё вилоятидаги халқаро аҳамиятга молик автомобиль йўлларидаги кўприкларда табиий ва техноген ҳалокатлар оқибатларининг диагностикаси.....	131
М.М.Собирова. Қум грунтлардан барпо этилган темир йўл ер тўшамасининг кучланганлик – деформацияланганлик ҳолатини сонли усуллар билан тадқиқ этиш.....	135
М.Н.Мусаев, Г.Х.Гуляева, М.М.Мукимов. Йигирилган ипак ва пахта ипларини нақшли трикотажнинг хом ашё сарфига таъсирини таҳлили.....	139
М.Т.Ходжиев, Б.М.Мардонов, Д.Д.Эшмуродов. Сепаратор тўрли юзасида ҳаракатланётган пахта хом ашёси ҳолатини назарий ўрганиш.....	143
А.Х.Сидиков, О.Ш.Саримсаков. Цилиндрик тоштутгичда зарба кучини камайтириш.....	147
А.Абдукаримов, И.Х.Сайдокулов, А.А.Абдуллажонов. Валикли машиналар узатиш механизмларининг экспериментал таҳлили.....	150
А.А.Юсупов, Д.М.Бердиев. Пулат маҳсулотларини ейилишга бардошлилигини циклик термик ишлов бериш усулида ошириш.....	154

Хроника

Д.А.Бекмирзаев, Н.А.Нишонов. Сирдарё вилоятидаги «Сардоба» сув омборида рўй берган техноген офат оқибатлари ҳақида.....	159
Т.Р.Рашидов, И.И.Сафаров, М.Х.Тешаев. ЎзР Бухоро вилояти мисолида табиий офат ва талофатлардан огоҳлантириш ҳақида.....	161
Техника фанлари доктори, профессор Кубаймурат Исмаилов – 70 ёшда.....	164
Техника фанлари доктори, профессор Анвар Ишанович Адылходжаев – 70 ёшда.....	165
Ўзбекистоннинг механик олимлари.....	166

СОДЕРЖАНИЕ

Т. Рашидов, Б. Мардонов, Н.Б. Джураева. О продольном колебании рабочих органов почвообрабатывающей машины при взаимодействии с почвенной средой (грунтом).....	3
А.А. Абдурахимов. Влияние продольного перемешивания на нестационарный сдвиг степени превращения реагента в реакторе.....	7
А. Абдусаттаров, Ф.Э. Абдукадиров, Н.Х. Сабиров. Исследование НДС и собственных колебаний оболочечных конструкций с учетом неупругих свойств материалов.....	10
Р.И. Каримов, Н.Н. Бегимов, Ш.А. Садуллаев. Моделирование кинетостатики планетарно-рычажного механизма с одной степенью подвижности	16
З.Р. Тешабоев. Развитие метода центробежного моделирования в Узбекистане.....	20
Ф.Х. Назаров. Поведение несжимаемой вязкой жидкости в изогнутых трубках.....	23
Х.С. Сагдиев, А.С. Ювмитов, З.Р. Тешабоев, В.А. Галиаскаров, Х.О. Шерниёзов, Б.Н. Мирзакабиров. Расчет зданий общеобразовательных школ на сейсмические воздействия и рекомендации по обеспечению их безопасной эксплуатации.....	29
М.Х. Миралимов, Р.А. Абирова. К расчету железобетонных конструкций с наличием повреждений.....	34
Х.А. Байбулатов, М.Ж. Бердибаев. Влияние коррозии на несущую способность железобетонных мостовых конструкций.....	39
А.А. Ризаев, А.Т. Йулдашев, Р.Р. Худайкулиев, Ж. Султанов. Анализ и оценка пневмотранспортной системы хлопкоуборочной машины.....	45
А.А. Ахметов, Ш.А. Ахмедов, Д.У. Камбарова. Влияние колесной формулы трактора на увод и прогиб шины переднего колеса.....	47
А.А. Шермухамедов, А.А. Тогаев, Н.Т. Эргашев. Численный анализ напряженно-деформационного состояния основания кузова прицепа универсального шасси с использованием различных материалов.....	50
А.Д. Каюмов, Д.А. Каюмов. Механизм нарушения прочности связей между структурными элементами засоленных грунтов под воздействием подвижной нагрузки.....	54
А.Г. Естифеева, И.Р. Мифтахова, К.Д. Саямова, Х.Х. Турдикулов. Обеспечение безопасной эксплуатации грунтовой плотины Чарвакской ГЭС с учетом данных натурных наблюдений.....	60
А.И. Адилходжаев, Т.Ж. Амиров, У.Г. Юсупалиев, М.Б. Тўхтаев. Прогнозирование прочности на растяжение при изгибе щебеночно-гравийно-песчаной смеси обработанной цементом.....	64
Г.А. Бахадиров, Г.Н. Цой, А.М. Набиев. Экспериментальное определение влияния факторов на количество удаленной влаги из влагонасыщенных материалов.....	67
Д.М. Мухаммадиев, Б.Х. Примов, Х.А. Ахмедов, Л.Ю. Жамолова. Исследование вижения сырцового валика по поверхности лобового бруса пильного джина.....	71
Р.Ш. Сулаймонов, М.Х. Ахмедов, М.А. Гаппарова. Исследование влияния модернизированной колосниковой решетки на процесс линтерования семян и качество выпускаемой продукции.....	77
А. Мамахонов, К.Юлдашев. Разработка эффективной конструкции и обоснование параметров винтового конвейера для транспортировки и очистки хлопкового линта.....	80
Н.М. Мусаев, М.М. Мукимов, М.А. Мансурова. Разработка эффективной конструкции и обоснование параметров механизма отяжки плосковязальной трикотажной машины.....	83
Б. Мардонов, Х.С. Усманов, Ф.Н. Сирождидинов, Г.А. Юлдошева. Теоретическое исследование процесса отделения сорных примесей из потока хлопка, движущегося на колковом барабане.....	87

Научные сообщения

Р.И. Каримов, Т.Д. Хожибеков. Исследование нагруженности звеньев эксцентрикового кулачкового механизма.....	92
А.А. Ризаев, С.Усаров, А.Т. Йулдашев, Н.Джураева, А.Хунаров. Влияние направления вращения шпинделя на кинематику рабочей камеры аппарата.....	96
В.М. Турдалиев, Г.У. Махкамов. Теоретическое исследование движения семян лука после выброса из высевающего аппарата.....	99
Б.С. Мирзаев, Б.К. Тулаганов. Исследование процесса взаимодействия фракций семенной смеси с отражателем.....	106
Б.Ж. Астанов, А.А. Тогаев, Ю.А. Шермухамедов. Динамический расчет процесса поворота четырехколесного энергонасыщенного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1033.....	109
А.А. Ахметов, А.И. Юлдашев, Д.У. Камбарова. Определение диаметра выходного отверстия (сопла) распыливающего наконечника универсального опрыскивателя.....	113
А.Ш. Фазилов, М.Р. Мусаева, Ф.С. Исламова. Разработка математической модели и программного комплекса для оптимизации обработки информации в информационных системах.....	116
Н.А. Нишионов. Изучение и анализ состояния трубопроводов при землетрясениях в зависимости от грунтовых условий: выводы и предложения	122
Ч.С. Раупов, У.Б. Бекмуродов. Область рационального применения различных систем мостов на скоростных и высокоскоростных магистралях.....	126
У.З. Шермухамедов, Х.А. Байбулатов, О.Т. Исмаилов, У.Ю. Хамдамов. Диагностика последствий естественных и техногенных аварий мостов на автомобильных дорогах международного значения в Сырдарьинской области.....	131

М. М. Собирова. Расчет напряженно-деформированного состояния железнодорожного песочно-грунтового земляного полотна численным методом.....	135
М. Н. Мусаев, Г. Х. Гуляева, М. М. Мукимов. Анализ влияния шелковой и хлопчатобумажной пряжи на материалоемкость рисунчатого трикотажа.....	139
М. Т. Ходжиев, Б. М. Мардонов, Д. Д. Эшмуродов. Теоретическое изучение положения хлопка-сырца перемещающегося по сетчатой поверхности сепаратора.....	143
А. Х. Сидиков, О. Ш. Саримсаков. Снижение силы удара на цилиндрической уловитель.....	147
А. Абдукаримов, И. Х. Сайдокулов, А. А. Абдуллажонов. Экспериментальный анализ передаточных механизмов валковых машин.....	150
А. А. Юсупов, Д. М. Бердиев. Повышение износостойкости стальных изделий методом термоциклической обработки.....	154

Хроника

Д. А. Бекмирзаев, Н. А. Нишонов. О последствиях техногенной катастрофы на Сырдарьинском водохранилище «Сардоба».....	159
Т. Р. Рашидов, И. И. Сафаров, М. Х. Тешаев. О стихийном бедствии и предупреждении катастроф на примере Бухарской области Республики Узбекистан.....	161
Доктору технических наук, профессору Кубаймурату Исмаилову – 70 лет.....	164
Доктору технических наук, профессору Анвару Ишановичу Адылходжаеву – 70 лет.....	165
Ученые-механики Узбекистана.....	166