

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
МУАММОЛАРИ

O‘ZBEKISTON
JURNALI

2
2018

УЗБЕКСКИЙ
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

Ташкент – 2018

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

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

Члены редколлегии: докт. техн. наук, проф. А. АБДУСАТТАРОВ,
докт. физ.-мат. наук Р.А. АБИРОВ, докт. техн. наук, проф. Р.И. БАЙМЕТОВ,
докт. техн. наук Г.А. БАХАДИРОВ, докт. физ.-мат. наук, проф. А.Б. БЕГМАТОВ,
докт. техн. наук А.Д. ДАМИНОВ, докт. техн. наук, проф. А. ДЖУРАЕВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Н.А. 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, 31.
Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз

Телефон: + 99871 262-78-34

Факс: +99871 262-71-52

E-mail: tur.rashidov@list.ru

ОПТИМИЗАЦИЯ МАНЕВРА СТОЛКНОВЕНИЯ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА С АСТЕРОИДОМ

Существует проблема определения аналитических решений задачи оптимизации движения точки (центр масс космического аппарата (КА)) в гравитационном поле [1]. Наиболее трудной частью решения этой проблемы является интегрирование уравнений вариационной задачи на участках максимальной тяги (МТ). В работах [2,3] найдены частные решения для участков МТ задачи о минимизации характеристической скорости точки, движущейся в центральном ньютоновском поле. Этим решениям соответствует движение точки по дугам окружностей, лежащих в плоскости, проходящей через центр тяготения, со скоростью, большей или меньшей местной круговой, в зависимости от направления силы тяги.

В связи с существованием астероидной опасности необходимо управлять орбитами потенциально опасных астероидов. Предлагаем один из вариантов подхода к решению проблемы изменения параметров орбиты астероида с использованием участка МТ, найденного в работе [3].

Две точки движутся в центральном ньютоновском поле. Точка *A* (астероид) совершает пассивное движение по известной гелиоцентрической эллиптической орбите. Вторая точка *K* (центр масс КА) – активная. Она движется по известной круговой орбите радиуса r_0 – орбите Земли. Точка *K* должна, изменив свою траекторию, столкнуться с точкой *A* в заданной точке B^* на орбите астероида (рис. 1).

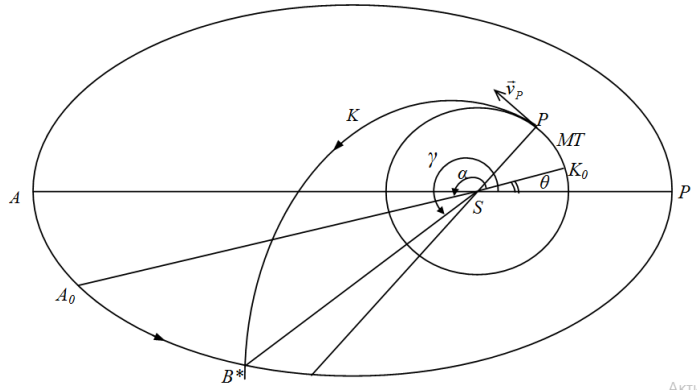


Рис. 1. Орбиты КА и астероида

Введём обозначения (см.рис. 1): AP, a_A, e_A – линия апсид, большая полуось и эксцентриситет орбиты астероида; α – начальный угол рассогласования (угол между направлениями на точку *K* и точку *A* в момент начала маневра); *P* – перигелий орбиты перехода; γ и θ – истинные аномалии на орбите астероида точки столкновения B^* и точки K_0 , в которой находится КА в момент начала маневра.

Заданы начальные условия (начало маневра): $t_0=0: \alpha, \theta, r=r_0=r_P; v_0 = \sqrt{\mu/r_0}$ – скорость точки *K*; μ – гравитационный параметр Солнца; M_0 – масса КА. В конечный момент времени $t=t^*$ известен угол γ – положение точки столкновения B^* на орбите астероида. Требуется найти в зависимости от начального угла рассогласования α величину и направление силы тяги, необходимой для перевода точки *K* из K_0 в точку B^* , найти параметры эллипса перехода a, e , длительность активного участка t_1 и длительность всего маневра t^* .

В начальный момент времени ($t=0$) приложим к точке K_0 максимальную тягу, величина и направление которой определяются формулами [3]

$$M = M_0 - \tilde{m}t, \tag{1}$$

$$\sin \psi = \frac{1 - \beta t}{c \beta r_0} \left(v^2 - \frac{\mu}{r_0} \right), \tag{2}$$

где ψ – угол, который вектор тяги составляет с касательной к окружности по направлению движения; M – масса КА; \tilde{m} – секундный расход массы (для участков МТ $\tilde{m} = const$); c – относительная скорость истечения продуктов сгорания ($c = const$); $\beta = \frac{\tilde{m}}{M_0}$. Таким образом, вектор тяги, направ-

ленный в начальный момент по касательной к траектории по направлению движения, поворачивается во внутреннюю сторону от траектории по закону (2) до некоторого максимального угла ψ_1

$$\sin \psi_1 = \frac{1 - \beta t_1}{c \beta r_0} \left(v_p^2 - \frac{\mu}{r_0} \right).$$

Скорость точки K увеличивается от местной круговой v_0 до скорости v_p в перицентре P эллипса перехода

$$v_p = \sqrt{\mu \left(\frac{2}{r_0} - \frac{1}{a} \right)},$$

где тяга отключается. Точка K переходит на эллиптическую траекторию, параметры которой такие, что время движения по ней из перицентра P до места столкновения плюс длительность участка MT равно времени, за которое астероид A пройдет из A_0 в точку столкновения B^* .

Длительность t_1 участка MT удовлетворяет следующему соотношению [3]:

$$\sqrt{\mu \left(\frac{2}{r_0} - \frac{1}{a} \right)} = \sqrt{\frac{\mu}{r_0}} + \left(c \beta t_1 + \frac{c \beta^2}{2} t_1^2 + \frac{1}{3} c \beta (\beta^2 - \frac{2\mu}{r_1^3}) t_1^3 + \dots \right). \quad (3)$$

Длительность всего маневра t^*

$$t^* = t_1 + \frac{a^{3/2}}{\sqrt{\mu}} (E^* - e \sin E^*), \quad (4)$$

где E^* – эксцентрическая аномалия конца маневра в точке B^* на орбите KA , равная

$$E^* = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{1-e}{1+e}} \operatorname{tg} \frac{\gamma - \theta - \varphi_{MT}}{2} \right),$$

где φ_{MT} – угловая протяженность участка MT , составляющая

$$\varphi_{MT} = \frac{1}{r_0} \left(\sqrt{\frac{\mu}{r_0}} t_1 + c \beta \left(\frac{t_1^2}{2} + \frac{\beta}{6} t_1^3 + \frac{1}{12} (\beta^2 - \frac{2\mu}{r_0^3}) t_1^4 + \dots \right) \right). \quad (5)$$

С другой стороны, время маневра для астероида, т.е. время, за которое он из A_0 попадет в точку столкновения B^* , равно

$$t^* = t_{B^*} = \frac{a_A^{3/2}}{\sqrt{\mu}} (E_{B^*} - E_{A_0} - e_A (\sin E_{B^*} - \sin E_{A_0})),$$

где

$$E_{B^*} = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{1-e_A}{1+e_A}} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \right), \quad E_{A_0} = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{1-e_A}{1+e_A}} \operatorname{tg} \frac{\alpha + \theta}{2} \right). \quad (6)$$

Здесь t_{A_0} , t_{B^*} – моменты прохождения астероидом точек A_0 и B^* ; E_{A_0} и E_{B^*} – эксцентрические аномалии точек A_0 и B^* на орбите астероида.

Расстояние от центра притяжения до точки столкновения B^* определяется соотношением [4]

$$r^* = a_A (1 - e_A \cos E_{B^*}). \quad (7)$$

С другой стороны,

$$r^* = \frac{a(1-e^2)}{1+e \cos \varphi^*} = \frac{r_0(1+e)}{1+e \cos \varphi^*}, \quad (8)$$

где φ^* – истинная аномалия точки B^* на орбите KA , равная

$$\varphi^* = \gamma - \theta - \varphi_{MT}. \quad (9)$$

Приравняв (7) и (8), получим следующие параметры эллипса перехода:

$$e(\varphi^*) = \frac{r^* - r_0}{r_0 - r^* \cos \varphi^*}, \quad a(\varphi^*) = \frac{r_0(r_0 - r^* \cos \varphi^*)}{2r_0 - r^*(1 - \cos \varphi^*)}.$$

В качестве иллюстрации рассмотрим задачу о столкновении двух точек при конкретных числовых данных: $\mu=132718 \cdot 10^6 \text{ км}^3/\text{с}^2$, $r_0=1 \text{ а.е.} \approx 150 \cdot 10^6 \text{ км}$, $c=2.4 \text{ км/с}$, $\beta=0.0013, \dots, 0.0017 \text{ с}^{-1}$, $a_A=1.5 \text{ а.е.}$, $e_A=0.17$. Значения для углов γ и φ^* подберём в процессе решения задачи, но будем считать, что $200^\circ < \gamma < 270^\circ$.

Поскольку закон изменения массы для участков MT известен [1], то, задавая число Циолковского $z=M_0/M_1$, можно из (1) определить время движения по активному участку $t_1 = \frac{1}{\beta} \left(1 - \frac{1}{z} \right)$. Изменяя число Циолковского от 2 до 11, получим, что возможная длительность активного участка t_1 заключается в интервале от 300 до 700 с. Она зависит не только от z , но и от величины β . Зависимость угловой протяженности φ_{MT} этого участка MT от его длительности определяется формулой (5), откуда следует, что

$$0.00006 < \varphi_{MT} < 0.00015. \quad (10)$$

Теперь можно определить зависимость большой полуоси орбиты KA от времени t_1 по формуле (3) (рис. 2). Из графика видно, что значение большой полуоси орбиты KA ограничено

$$a \leq 3 \cdot 10^8 \text{ км}. \quad (11)$$

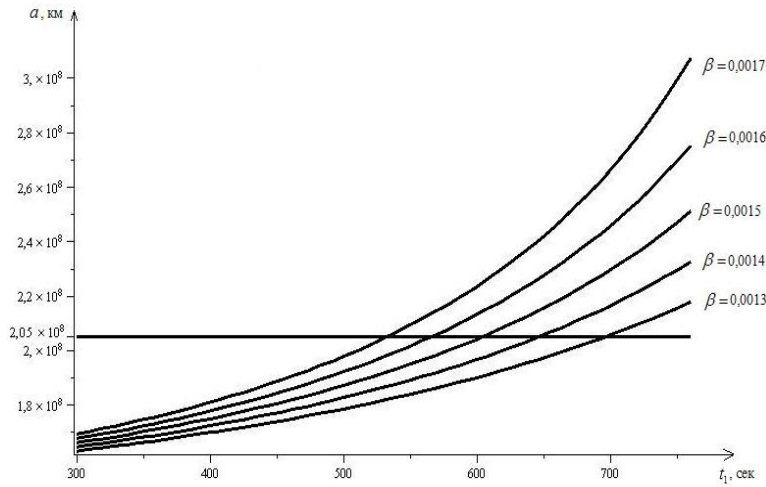


Рис. 2. Зависимость большой полуоси орбиты KA от длительности активного участка

Используя соотношение $e = \frac{a - r_0}{a}$, найдём ограничение на эксцентриситет эллипса перехода

$$0.07 < e \leq 0.5. \quad (12)$$

Можно найти область значений параметров астероида a_A , e_A , для которых применимо предлагаемое решение, т.е. выполняются ограничения (11), (12).

Используя формулы (7), (6), получим гелиоцентрическое расстояние r^* до точки столкновения B^* в зависимости от параметров орбиты астероида. Пусть, например, $r^*=2.5 \cdot 10^8 \text{ км}$ (1.67 а.е.). Из рис. 3 видно, что истинная аномалия точки столкновения B^* на орбите астероида $\gamma=3.88(222^{024})$.

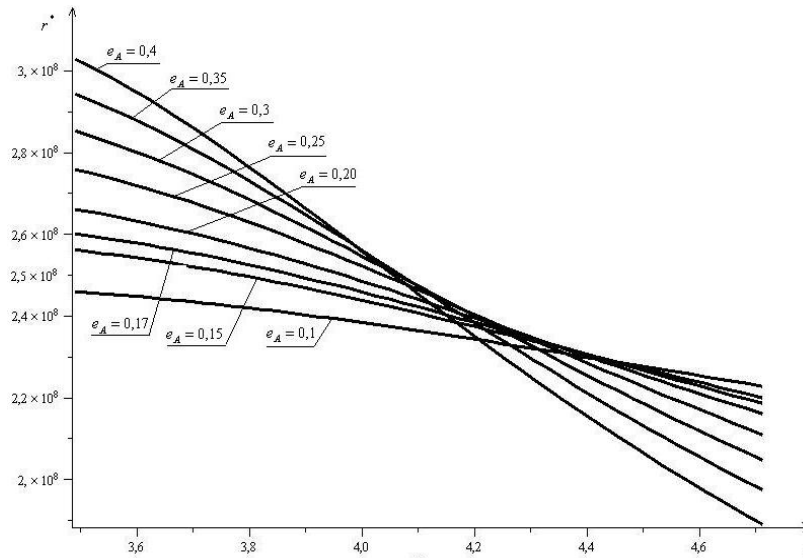


Рис. 3. Зависимость истинной аномалии точки столкновения на орбите астероида от гелиоцентрического расстояния

Из (9) следует, что $\theta = \gamma - \varphi^* - \varphi_{MT}$, где θ – истинная аномалия на орбите астероида положения KA в момент включения тяги. Начальный угол рассогласования α определяется углом θ , причем считаем, что $\theta < \pi/2$. Кроме того, угловая протяженность φ_{MT} , как следует из (10), мала. Поэтому можно положить в (9) $\varphi_{MT} = 0$. Имеем $\theta = \gamma - \varphi^* < \pi/2$. Таким образом,

$$\varphi^* > \gamma - \pi/2; \varphi^* > 222^{\circ}24' - 90^{\circ}; \varphi^* > 2.31.$$

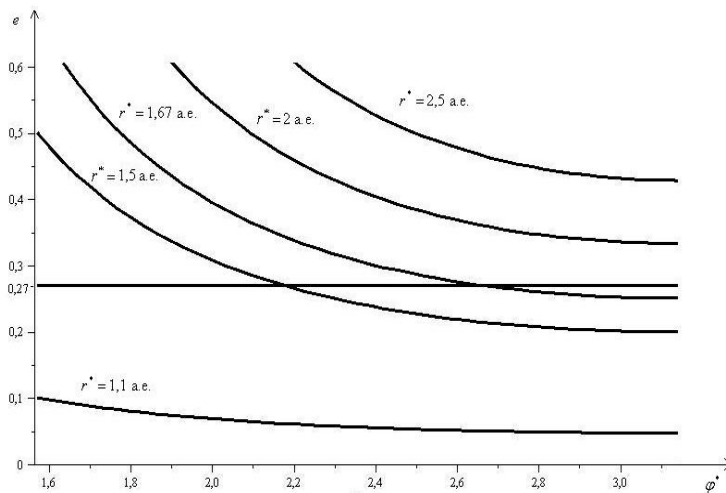


Рис. 4. Зависимость истинной аномалии точки столкновения на орбите KA от эксцентриситета орбиты KA

Из рис.4 следует, что $e < 0.33$. Пусть $e < 0.27$. Тогда истинная аномалия точки B^* на орбите KA $\varphi^* = 2.66$, а угол $\theta = \gamma - \varphi^* = 69^{\circ}54'$. Из равенства

$$a = \frac{r_0}{1 - e}$$

получим значение большой полуоси орбиты KA $a = 2.05 \cdot 10^8$ км. Теперь из рис.2 можно найти длительность участка MT t_1 в зависимости от β : $t_1 = 534.9$ с при $\beta = 0.0017 \text{ c}^{-1}$; $t_1 = 568.3$ с при $\beta = 0.0016 \text{ c}^{-1}$; $t_1 = 606.2$ с при $\beta = 0.0015 \text{ c}^{-1}$; $t_1 = 649.5$ с при $\beta = 0.0014 \text{ c}^{-1}$. Число Циолковского, соответствующее этим значениям, равно 11. Время всего маневра t^* найдём из (4). В рассматриваемом случае оно равно $1.9 \cdot 10^7$ с.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Лоуден Д. Ф. Оптимальные траектории для космической навигации. М.: Мир, 1966.
- [2] Азизов А. Г., Коршунова Н. А. Об оптимальных траекториях в гравитационных полях, допускающих аппроксимацию центральным линейным // Космические исследования. Вып. 4. 1991. Т. 29. С. 525 – 531.
- [3] Зиядинова О. Д., Коршунова Н. А. Аналитические решения для участков максимальной тяги в центральном ньютоновском поле // Вестник НУУз. 2009. № 1. С. 85 – 88.
- [4] Охоцимский Д. Е., Сихарулидзе Ю. Г. Основы механики космического полета. М.: Наука, 1990.

Н.А. Коришнова, М.И. Рузатов. Космик аппаратни астероид билан тўқнашиш манёврени оптималлаш
 Марказий ньютон майдони ҳолида максимал тортиш қисмлари учун янги аналитик ечимлар синфи топилди.
 Бу ечимлар бошқарилувчи объектни астероид урилиши йўли билан унинг орбитаси параметрларини ўзгартириш муаммосида қўлланилади.

N.A. Korshunova, M.I. Ruzmatov. Optimization of the maneuver of collision of a spacecraft with an asteroid
 The class of analytical solutions for the maximum thrust arcs in the case of a central Newtonian field is obtained. These solutions for the problem of changing the parameters of the asteroid's orbit by colliding with the controlled object are applied.

УДК 539.3, 699.841+624.159.14

Д.А. БЕКМИРЗАЕВ

ВЛИЯНИЕ СИЛЫ ИНЕРЦИИ В ЗАДАЧАХ ПОДЗЕМНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ПРИ СЕЙСМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Анализ теоретических и экспериментальных исследований [1, 2] показывает, что сейсмостойкость подземных сооружений существенным образом зависит от их взаимодействия с грунтом [2]. В подземных сооружениях выход из строя одной части влияет на работоспособность всей системы, а в наземных это имеет локальное значение. Наземные сооружения в основном разрушаются при воздействии силы инерции, возникающей в результате землетрясения. При этом взаимодействие сооружений с основанием также может влиять на характеристики напряженного состояния. Повреждение и разрушение одного здания не оказывают влияния на соседние, что касается подземных систем жизнеобеспечения (в первую очередь трубопроводов), то здесь сила инерции влияет незначительно по сравнению с силами взаимодействия в системе «труба – грунт», в отдельных случаях силой инерции можно пренебречь, что существенно упрощает задачу [3, 4].

Покажем, что в некоторых случаях с достаточной точностью можно упростить решение задачи сейсродинамики подземных трубопроводов [1 – 6]. Уравнение движения запишем в виде

$$\frac{\partial^2(\tilde{u} + u_0)}{\partial t^2} - a_T^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + b^2(u - u_0) = 0, \quad (1)$$

где $a_T^2 = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$, $b^2 = \frac{\pi D_H k_x}{\rho F}$; \tilde{u} – перемещение трубопровода относительно грунта.

Для оценки влияния инерционной силы $\frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial t^2}$ рассмотрим вместо уравнения (1) нижеследующее уравнение:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - p^2(u - u_0) = \frac{\rho}{E} \frac{\partial^2 u_0}{\partial t^2}. \quad (2)$$

Раскроем скобки:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - p^2 u = \frac{\rho}{E} \frac{\partial^2 u_0}{\partial t^2} - p^2 u_0. \quad (3)$$

Если принять закон движения грунта в виде $u_0(t) = a_0 \sin \omega t$ или $u_0(x, t) = a_0 \sin \omega(t - x/C_p)$, то уравнение (3) запишется в виде

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - p^2 u = \left(-\frac{\rho}{E} a_0 \omega^2 - p^2 a_0 \right) \sin \omega t, \quad (4)$$

и

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - p^2 u = \left(-\frac{\rho}{E} a_0 \omega^2 - p^2 a_0 \right) \sin \omega(t - x/C_p). \quad (5)$$

Статическое уравнение запишем в виде

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - p^2 u = -p^2 u_0. \quad (6)$$

С учетом закона движения грунта уравнение (6) примет следующий вид:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - p^2 u = -p^2 a_0 \sin \omega t \quad (7)$$

и

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - p^2 u = -p^2 a_0 \sin \omega(t - x/C_p). \quad (8)$$

Разница между статическим и квазистатическим уравнениями в следующих коэффициентах $-p^2 a_0$, $-\rho/E \cdot a_0 \omega^2 - p^2 a_0$. Задача о продольных колебаниях подземного трубопровода (1), (3), (6) при сейсмическом движении решена аналитическим методом и методом конечных разностей.

Результаты точных и приближенных решений уравнений (5) и (8) приведены в виде графиков и таблиц при следующих исходных данных. Механические и геометрические параметры выбираем в следующем виде: $E=2 \cdot 10^5$ МПа; $\rho=7.8 \cdot 10^3$ кг/м³; $D_H=0.5$ м; $D_B=0.49$ м; $k_x=1.5 \cdot 10^4$ кН/м³; $l=100$ м; $\omega=2\pi/T$; $a_0=0.002$ м.

Из табл.1 видно, что когда период грунта $T \geq 0.2$ с, то статические и квазистатические коэффициенты близки друг к другу, поэтому результаты решений статической и квазистатической задач одинаковые. Таким образом, при $T \geq 0.2$ с можно пользоваться статическим уравнением (6).

Таблица 1

Сравнительная оценка статических и квазистатических коэффициентов в зависимости от периода грунта T

T, с	$-p^2 a_0$, статика	$-\rho/E \cdot a_0 \omega^2 - p^2 a_0$, квазистатика
0.5	-76.530612244898	-76.5937777130649
0.4	-76.530612244898	-76.6293082889088
0.3	-76.530612244898	-76.7060718786951
0.25	-76.530612244898	-76.7832741175658
0.2	-76.530612244898	-76.9253964209415
0.15	-76.530612244898	-77.2324507800865
0.1	-76.530612244898	-78.1097489490723
0.05	-76.530612244898	-82.8471590615951
0.04	-76.530612244898	-86.4002166459873
0.03	-76.530612244898	-94.0765756246124
0.02	-76.530612244898	-116.009029849255
0.01	-76.530612244898	-234.444282662328

В табл.2 приведены значения статических и квазистатических коэффициентов, когда период грунта $T=0.1$ с. Между значениями этих коэффициентов наблюдается значительная разница.

Таблица 2

Сравнительная оценка статических и квазистатических коэффициентов в зависимости от параметра k_x при $T=0.1$ с

k_x , кН/м ³	$-p^2 a_0$, статика	$-\rho/E \cdot a_0 \omega^2 - p^2 a_0$, квазистатика
5000	-25.5102040816327	-27.089340785807
15000	-76.530612244898	-78.1097489490723
25000	-127.551020408163	-129.130157112338
35000	-178.571428571429	-180.150565275603
45000	-229.591836734694	-231.170973438868

В табл.3 приведены значения статических и квазистатических коэффициентов, когда период грунта $T=0.2$ с, при этом наблюдается незначительная разница между значениями этих коэффициентов.

Таблица 3

Сравнительная оценка статических и квазистатических коэффициентов в зависимости от параметра k_x при $T=0.2$ с

$k_x, \text{кН/м}^3$	$-p^2 a_0, \text{статика}$	$-p/E \cdot a_0 \omega^2 - p^2 a_0, \text{квазистатика}$
5000	-25.5102040816327	-25.9049882576762
15000	-76.530612244898	-76.9253964209415
25000	-127.551020408163	-127.945804584207
35000	-178.571428571429	-178.966212747472
45000	-229.591836734694	-229.986620910737

В качестве примера рассмотрим подземный трубопровод с упруго закрепленными концами.

Таблица 4

Сравнительная оценка напряжений подземных трубопроводов при сейсмическом нагружении

$T, \text{с}$ $t, \text{с}$	Динамика ($\sigma_{\text{max}}, \text{МПа}$)	Квазистатика ($\sigma_{\text{max}}, \text{МПа}$)	Статика ($\sigma_{\text{max}}, \text{МПа}$)
$T=0.05, t=0.01855$	42.41146	45.11935	41.6793
$T=0.1, t=0.03195$	49.17263	50.32581	49.3038
$T=0.15, t=0.0456$	51.28706	52.13376	51.66163
$T=0.2, t=0.0518$	51.2189	51.87431	51.60809

Полученные результаты показывают, что при периоде колебаний грунта $T \geq 0.2$ с значения напряжений совпадают по максимальным значениям (см. табл. 4). При $T \geq 0.2$ с получаются одинаковые результаты для задач динамики, квазистатики и статики.

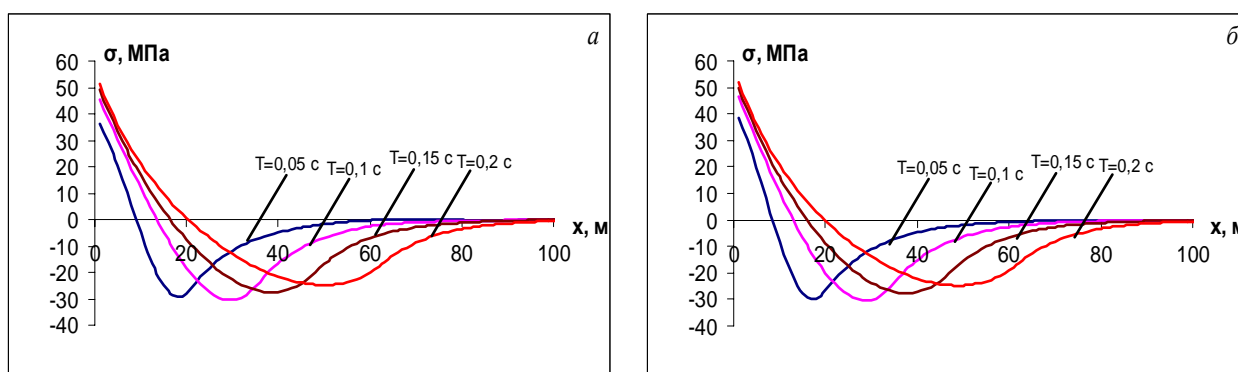


Рис. 1. Изменение значений нормального напряжения вдоль оси трубопровода при динамической (а) и квазистатической (б) постановках

Результаты решения задачи представлены в виде графиков и таблицы (рис.1, табл.4). Из анализа рис. 1 следует, что их формы практически совпадают (рис.1, а, б), а максимальные значения дают погрешность решения задач примерно 6 – 10 %.

На рис.2 представлены аналитические результаты изменения продольного перемещения (а) и нормального напряжения (б) по времени и координате в трехмерном виде.

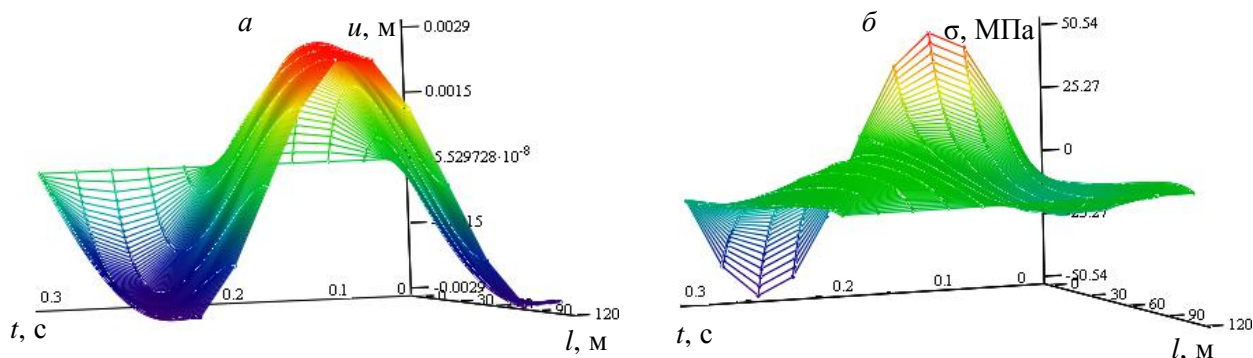


Рис. 2. Изменение продольного перемещения (а) и нормального напряжения (б) подземного трубопровода

На основе сделанного анализа можно полагать, что среди основных факторов, влияющих на сейсмостойкость подземных протяженных сооружений, наиболее существенными являются грунтовые условия. В некоторых случаях силы инерции, вызванные за счет перемещения трубопровода относительно грунта, можно не учитывать.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Рашидов Т.Р. Динамическая теория сейсмостойкости сложных систем подземных сооружений. Ташкент: Фан, 1973. – 180 с.
- [2] Рашидов Т.Р., Хожметов Г.Х. Сейсмостойкость подземных трубопроводов. Ташкент: Фан, 1985. – 152 с.
- [3] Рашидов Т.Р., Хожметов Г.Х., Бекмирзаев Д.А. и др. Об одном способе упрощения задач сейсмодинамики подземных сооружений // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2016. №1. С. 69–73.
- [4] O'Rourke M.J., Liu X. Response of Buried Pipelines Subject to Earthquake is a national center of excellence in advanced technology applications that is Effects. University at Buffalo, 1999. – 249 p.
- [5] Virginia Corrado, Berardino D'Acunto, Nicola Fontana, Maurizio Giugni. Inertial Effects on Finite Length Pipe Seismic Response // Mathematical Problems in Engineering. Hindawi Publishing Corporation. Vol. 2012. 2012.
- [6] Yu Jie., Bian Fuling., Li. Pingxiang. Research of seismic damage for network of gas pipes based on gis // International Archives of Photogrammetry and Remote Sensing. Vol. XXXIII. Amsterdam, 2000. Part B7. P. 1734–1738.

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

Дата поступления
22.03.2018

Д.А. Бекмирзаев. Сейсмик кучлар таъсиридаги ер ости қувурлари масаларида инерция кучининг таъсири

Мақолада ер ости қувурлари сейсмодинамикаси масаларида инерция кучининг таъсир даражасини баҳолаш мақсадида тенгламалар аналитик ва сонли усуллар ёрдамида ҳисобланган. Ер ости қувурларининг сейсмик мустақкамлиги масаларида инерция кучини қайси ҳолларда ҳисобга олиши ва ҳисобга олмасликни аҳамияти кўрсатиб ўтилган.

D.A. Bekmirzayev. Influence of the power of inertia in the problems of underground pipelines in seismic impact

The article analyzes the equations for the evaluation of the effect of inertia in seismodynamics of underground pipelines using analytical and numerical methods. In the case of seismic stability of the underground pipelines, the importance of inertia strength is considered.

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

МОДЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОЛИМЕРНЫХ ТРУБ С ГРУНТОМ ПРИ ДЕЙСТВИИ ТЕМПЕРАТУРЫ

Центробежное моделирование, как метод, бурно развивается во всем мире. Причем не только существенно возросло его значение в строительстве, но и накоплен обширный материал, связанный непосредственно с решением актуальных практических задач [1 – 5].

Моделирование является средством изучения состояния объектов и происходящих в них процессов. При физическом моделировании изучаемая система (натурное сооружение) воспроизводится с помощью эквивалентной системы (модели сооружения, как правило, имеющей меньший размер). При этом на модели натурные процессы воссоздаются таким образом, чтобы получить необходимую информацию наиболее просто, быстро, дешево и надежно, а в некоторых случаях и более полно, чем при наблюдениях на натурном объекте или расчетным путем.

Однако при обычном физическом моделировании сооружений из грунтов нелинейная связь между напряжениями и деформациями искажает всю картину напряженного состояния модели по сравнению с натурным объектом, так как прочность геометрически уменьшенной модели увеличивается. В этом случае, как правило, можно получить наиболее просто лишь качественную информацию об объекте. Чтобы достигнуть полного подобия модели и сооружения (обеспечить равенство напряжений и прочности и пропорциональность деформаций), а также получить необходимую количественную информацию об объекте, необходимо увеличить вес единицы объема материала модели.

Такую возможность открывает лишь один метод – метод центробежного моделирования, качественно отличный от других методов физического моделирования. Качественное и принципиальное отличие метода центробежного моделирования состоит в следующем:

- при центробежном моделировании для моделей используют материал натуральных объектов;
- модель помещают в поле центробежных сил, подобное гравитационному полю, увеличивающему вес единицы объема материала модели;
- в модели, находящейся в поле центробежных сил, создается напряженное состояние, идентичное натурному объекту.

Все это обеспечивает полное сохранение физической природы изучаемых явлений и процессов, изменяется по сравнению с натурными условиями лишь масштаб времени их протекания; это делает метод центробежного моделирования прогрессивным и наиболее эффективным.

Проведение натуральных экспериментальных исследований по изучению взаимодействия трубопроводов 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 наиболее сложных случаях, не поддающихся даже приближенному математическому моделированию, а также для проверки результатов расчетов и проектирования, прибегают к экспериментальному моделированию, в котором центробежное моделирование является практически единственным в случае прогнозирования состояния системы во времени.

Пользуясь этим методом, можно вносить существенные дополнения к расчетам, во многих случаях получать более точные результаты. В некоторых случаях этот метод позволяет решать такие сложные и не изученные до сих пор вопросы, которые пока не поддаются исследованию ни аналитическим (расчетным) путем, ни с помощью натуральных наблюдений.

В качестве силового поля, подобного гравитационному, используется поле центробежных сил, создаваемое центробежной машиной и имеющее в n раз большую интенсивность:

$$n = \sqrt{\frac{\omega^2 R_{\text{эф}}}{g} + 1}, \quad (1)$$

где n – линейный масштаб моделирования; ω – угловая скорость центрифуги; $R_{\text{эф}}$ – эффективный радиус вращения; g – ускорение свободного падения.

Модель сооружения размещают в поле центробежных сил, настолько удаленного от оси вращения, а интенсивность центробежного поля принимают настолько значительной, чтобы можно было пренебречь влиянием сил гравитации, искажающим поле сил при моделировании.

Сущность метода можно уяснить из следующего простого примера.

При моделировании статических напряжений от собственного веса необходимо, чтобы выдерживалось условие

$$\gamma H = \text{idem}, \quad (2)$$

где γ – вес единицы объема материала (грунта); H – мощность слоя грунта.

Представим для естественных условий (натуры)

$$\gamma_n = m_v g, \quad (3)$$

где γ_n – сила, действующая на единицу объема материала (грунта) в гравитационном поле; m_v – масса вещества в единице объема.

Величину ускорения можно изменить, вызывая в рассматриваемой системе (модели) инерционные силы, для чего систему необходимо подвергнуть некоторому ускорению i .

Тогда вектор суммарного ускорения для модели будет

$$a_m = g + I \quad (4)$$

и

$$\gamma_m = m_v a_m, \quad (5)$$

где γ_m – сила, действующая на единицу объема данного материала (грунта) в модели в суммарном силовом поле инерции и земного тяготения.

Если модель выполнить в n раз меньше натурального сооружения, то, согласно (2), равенство напряжений получится, если

$$\gamma_n H = \gamma_m \frac{H}{n} \quad (6)$$

или

$$\gamma_m = \gamma_n \cdot n. \quad (7)$$

Подставив (3) и (5) в (7), получим

$$m_v a_m = n m_v g \quad (8)$$

и

$$a_m = g \cdot n,$$

т.е. основное правило центробежного моделирования при рассмотренных условиях состоит в том, чтобы на модель действовали объемные силы, которые превосходили бы силу тяжести во столько раз, во сколько модель меньше действительного сооружения [3].

При таком способе моделирования количественные характеристики наблюдаемых на модели явлений и процессов непосредственно переносятся на природу через соответствующие масштабные коэффициенты, в частности:

$$l_n = n l_m; S_n = n^2 S_m; V_n = n^3 V_m; P_n = n^2 P_m; \sigma_n = \sigma_m; \gamma_n = 1/n \gamma_m; T_n = T_m; t_n = n t_m; (t_n = n t_m), \quad (9)$$

где l – длина; S – площадь; V – объем; P – сила; σ – напряжение; γ – объемный вес; T – температура; t – время; n, m – индексы, соответствующие натуре и модели.

В случае моделирования движения механической системы время t при центробежном моделировании будет в n раз меньше, чем в натуре, при моделировании процессов, связанных с вязкими деформациями, – в n^2 раз. Меняя скорость вращения центрифуги, согласно (1), можно выбрать необходимый масштаб моделирования. Учет всех возможных ошибок, связанных с точностью не только измерений, но и моделирования гравитационного поля, приведен в работе [6].

Регистрирующая система «датчик деформации + усилитель + АЦП + ПК + ПО». Измерительная часть центрифуги, на которой были проведены экспериментальные работы, подверглась модернизации. Светолучевые осциллографы Н-041 для регистрации данных с тензометрических датчиков были заменены персональным компьютером, создана специальная программа регистрации данных результатов эксперимента. Появилась возможность наблюдать на мониторе компьютера за ходом эксперимента в виде графиков. Результаты в числовом и графическом виде предоставляются сразу после окончания эксперимента. Данные, полученные в ходе эксперимента, сохраняются в виде файлов и в дальнейшем могут быть многократно использованы.

Для проведения модельных экспериментов на центробежной установке разработан 4-канальный измерительный комплекс: три канала для записи сигналов тензометрических датчиков, расположенных с исследуемым объектом в грунте каретки, и 1 канал для фиксации числа оборотов центрифуги с помощью оптического датчика. Структурная схема измерительного комплекса показана на рис. 1.

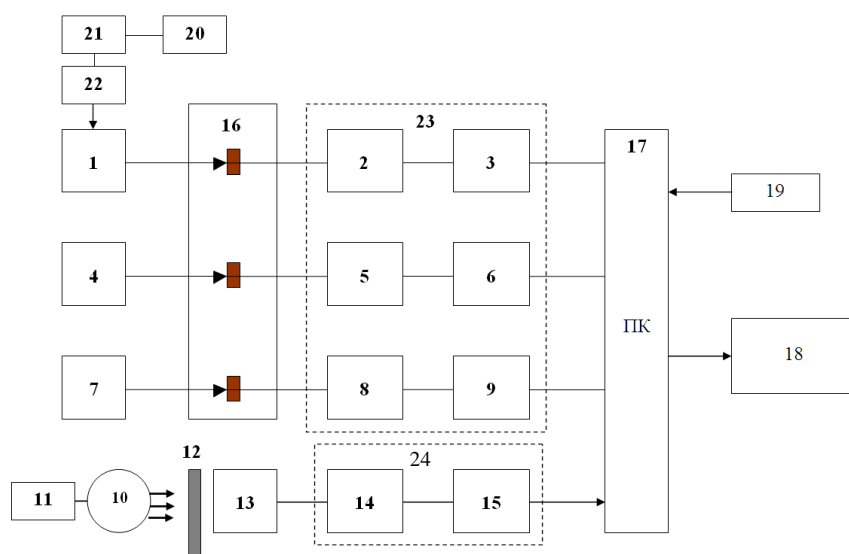


Рис. 1. Структурная схема измерительного комплекса центробежной установки

В состав измерительного комплекса центрифуги входят: тензометрические датчики 1, 4, 7; тензометрические усилители 2, 5, 8; аналогово-цифровой преобразователь (АЦП) 3, 6, 9, 15; электрическая лампочка накаливания на 28 В 10; блок питания для электрической лампы 11; оптический датчик 13; усилитель электрических импульсов 14; шторка для прикрытия оптического датчика 12; токосъемник 16; компьютер с монитором 17, 18; программное обеспечение 19; вольтметр стрелочный Ц4311 20; лабораторный автотрансформатор (ЛАТР) 21; нагревательный элемент (спираль) 22; блок тензометрических каналов 23; блок измерения числа оборотов центрифуги 24.

Рассмотрим работу первого тензометрического канала. Аналоговый сигнал с тензометрического датчика 1 через контакты токосъемника 16 поступает на тензометрический усилитель 2, где происходит его усиление до величины, необходимой для нормальной работы АЦП 3. С выхода АЦП 3 сигнал, преобразованный в цифровую последовательность импульсов, поступает в компьютер. По созданной программе цифровые данные преобразуются в графическое изображение на мониторе, показывающее прохождение эксперимента в реальном времени, и сохраняются в виде файла. При подаче напряжения с автотрансформатора ЛАТР 21 на спираль 22 происходило нагревание полимерной трубки и изменение ее длины, что фиксировалось тензометрическим датчиком 1. Вольтметром 20 устанавливали напряжение на автотрансформаторе ЛАТР.

В настоящее время применение полимерных труб для транспортировки различных сред (воды, газа, нефти и др.) возрастает быстрыми темпами. Это связано с теми преимуществами, которыми обладают трубы из полимерных материалов относительно металлических трубопроводов. Поэтому исследования поведения полимерных труб при различных статических и динамических нагрузках являются актуальными. С учетом этого нами было исследовано влияние темпе-

ратурного фактора на устойчивость полимерных труб, уложенных в грунт, при различных глубинах заложения.

Эксперименты проведены на центрифуге с эффективным радиусом вращения $R_{эф}=1.75$ м при рабочем масштабе моделирования $n = 40$. При проведении опытов использовали каретку с размерами: длина рабочего участка – 35.2 см; ширина рабочего участка – 23.8 см; высота рабочего участка – 30.0 см (рис. 2).

В качестве образца в модели использовали полиэтиленовую трубу (материал трубы марки П4004Т) со следующими геометрическими размерами: общая длина трубки $l_m = 28.2$ см, наружный диаметр трубы $d_m = 2.2$ см, внутренний диаметр трубы $d_m = 1.5$ см, толщина стенки трубы $\Delta_m = 0.3$ см, длина рабочего участка трубы $l_m = 26.3$ см. Коэффициент расширения материала $\alpha = 1.5 \times 10^{-4}$ 1/град.

Соответственно геометрические размеры в натуре были следующими: общая длина трубы $l_n = 11.28$ м, наружный диаметр трубы $d_n = 0.88$ м, внутренний диаметр трубы $d_n = 0.60$ м, толщина стенки трубы $\Delta_n = 0.12$ м, длина рабочего участка трубы $l_n = 10.52$ м.

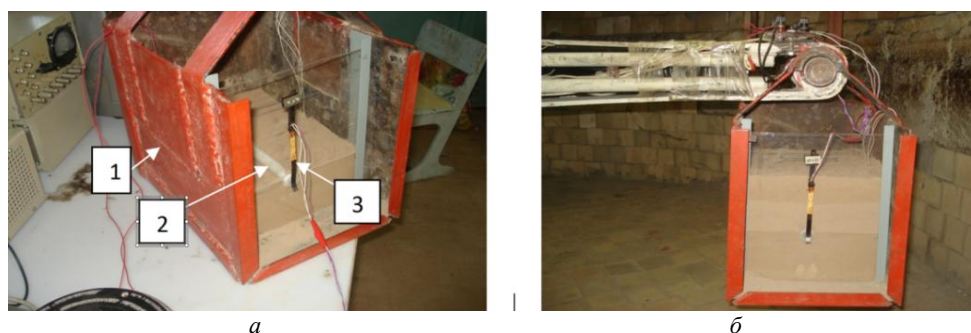


Рис. 2. Каретка центрифуги для проведения экспериментов: 1 – каретка центрифуги; 2 – модель трубы; 3 – датчик перемещения; а – модель трубы, расположенная на поверхности грунта; б – модель трубы, расположенная в грунте на глубине $h_m = 6.0$ см

Для проведения экспериментов внутри изготовленной модели из полиэтиленовой трубы расположена кварцевая труба для изоляции и равномерного распределения по контуру температуры. Внутри кварцевой трубы – спираль, при помощи которой система нагревается до нужной температуры. Значение последней регулируется при помощи автотрансформатора ЛАТР.

Для определения законов изменения температуры в различных режимах нагрева предварительно проводили тарировочный эксперимент с трубой, которая была расположена на поверхности грунта. В качестве грунта выбран суглинок нарушенной структуры с объемным весом $\gamma = 14.5$ кН/м³, влажностью $W = 9\%$. При этом один конец модели трубы был закреплен жестко, второй конец мог свободно перемещаться вдоль оси трубы. Перемещение свободного конца модели трубы регистрировали при помощи тензометрического датчика 3 (см. рис. 2), который заранее был оттарирован. При подаче напряжения модель трубы нагревается и удлиняется. Изменение температуры ΔT определяли из соотношения

$$\Delta Z = \alpha \Delta T \cdot Z,$$

где ΔZ – удлинение трубы, определяемое по показаниям тарировки; Z – длина трубы при комнатной температуре; α – коэффициент температурного расширения материала трубы.

Определив закон изменения температуры во времени, далее проводили эксперимент по установлению перемещений модели подземного трубопровода из полиэтиленовой трубы, взаимодействующей с грунтом. Для этого в уплотненном грунте путем центрифугирования в течение 30 мин. (что в натуре соответствует времени 33 суткам) создали основание, на которое установили модель трубы и засыпали ее грунтом. Перед началом нагрева трубы засыпку уплотняли вращением центрифуги в течение 25 – 30 мин. Один конец трубы закрепили жестко в каретке центрифуги, у второго свободного конца установили специально изготовленный тензометрический датчик, при помощи которого измеряли температурные перемещения трубы относительно грунта (см. рис. 2). На уровне верхней части трубы установили датчик для измерения давления грунта на трубу.

По показаниям записи на мониторе компьютера на основе тарифовочных данных определяли действительные значения геометрических перемещений подземного теплопровода при изменении его температуры от величины напряжения на нагревательном элементе при 5 В; 10 В; 15 В. Глубину заложения модели трубы в проведенных экспериментах меняли в пределах от 3.0 до 9.0 см, что в натуре соответствует глубине заложения от 1.2 до 3.6 м. По результатам проведенных экспериментов и анализа полученных данных построены графики изменения удлинения трубы при различных режимах нагрева от глубины заложения H_m и изменения значений давления грунта.

На рис. 3 приведены зависимости удлинений трубы, лежащей на поверхности грунта и на разных глубинах заложения, от температуры в течение 38 мин центрифугирования. На рис. 4 приведены зависимости удлинения трубы от температуры при разных глубинах её расположения.

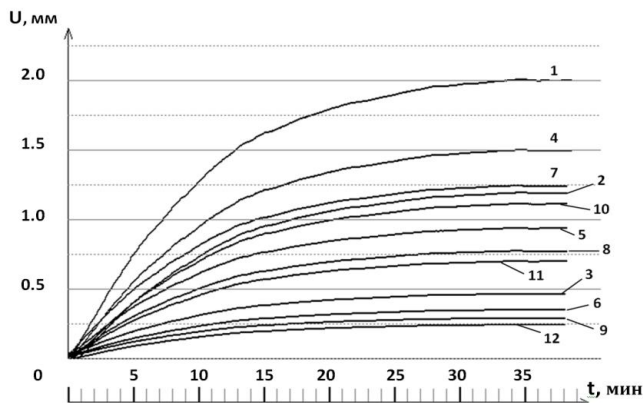


Рис.3. Временная зависимость удлинения трубы от температуры с изменением напряжения на нагревателе при различных глубинах заложения:

$H_m = 0$ см: 1 – $V = 15$ В; 2 – $V = 10$ В; 3 – $V = 5$ В;
 $H_m = 3$ см: 4 – $V = 15$ В; 5 – $V = 10$ В; 6 – $V = 5$ В;
 $H_m = 6$ см: 7 – $V = 15$ В; 8 – $V = 10$ В; 9 – $V = 5$ В;
 $H_m = 9$ см: 10 – $V = 15$ В; 11 – $V = 10$ В; 12 – $V = 5$ В

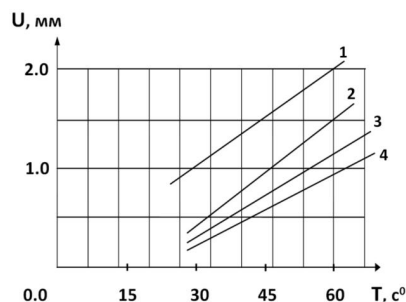


Рис. 4. Зависимость удлинения трубки от температуры при различных глубинах её заложения:
 1 – на поверхности грунта; 2 – глубина $H_m = 3.0$ см;
 3 – глубина $H_m = 6.0$ см; 4 – глубина $H_m = 9.0$ см

На основании данных, полученных в процессе проведенных экспериментальных работ, можно сделать следующие выводы:

Проведена модернизация центробежной установки, создана регистрирующая система «датчик деформации + усилитель + АЦП + ПК + ПО», позволяющая наблюдать на мониторе компьютера за ходом эксперимента. Установлено, что с увеличением температуры происходит удлинение трубы, причем, значение удлинения трубы растет линейно температурному фактору, который в свою очередь зависит от изменения напряжения на нагревателе. При истечении определенного времени значение удлинения трубы остается постоянным для конкретного значения напряжения.

С увеличением глубины заложения полимерного трубопровода при одинаковых значениях температурного воздействия удлинение трубы заметно уменьшается, а с увеличением температурного воздействия при одинаковых значениях глубины заложения ее удлинение возрастает. Кроме того, с увеличением глубины заложения трубы значение давления грунта увеличивается, стремясь к определенной асимптоте.

Использование компьютера в качестве регистрирующего устройства позволило наблюдать за экспериментом в графике в режиме реального времени и сохранять в файлах данные, поступающие от датчиков.

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.–270 с.
- [3] Федоров И.С., Мельник В.Г. Тейтельбаум А.И., Саввина В.А. Теория и практика центробежного моделирования в строительстве. М.: Стройиздат, 1984. – 248 с.

- [4] Яковлева Т.Г., Иванов. Д.И. Моделирование прочности и устойчивости земляного полотна. М.: Транспорт, 1980. – 253 с.
- [5] Рамберг Х. Моделирование деформаций земной коры с применением центрифуги. Пер. с англ. М.: Мир, 1970. – 223 с.
- [6] Отчет о научно-исследовательской работе по теме: Совершенствование методики экспериментальных исследований сейсмостойкости сооружений путем модернизации лабораторно-экспериментального оборудования и определение закономерностей деформирования конструкции при действии статических и динамических нагрузок. Шифр: ФА-А14-Ф021. Ташкент: ИМиСС АН РУз. 2017. – 286 с.

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

Дата поступления
10.04.2018

Kh.S. Sagdiev, Z.R. Teshabayev, V.A. Galiaskarov, Kh.O. Sherniyozov, B.N. Mirzakabilov, N.A. Nishonov. Issiqlik taъsiriда bъlgan er ostи polymer quvurini modelashтирилган tadqiqoti

Maqolada effektiv radiusи $R_{эф}=1.75$ m bъlgan markazdan qochma quwilma-centrifugadan fойdalаниb utказилган таърибалар natижалари kelтирилган. Таърибалар er ostида жойлаштирилган polymer quvурларни kич-райтирилган моделлари ёрдамида амалга оширилган. Температурани ўзгариши polymer quvурлар ҳолатига қандай таъсир этиши аниқланган. Олинган natижалар график кўринишида kelтирилган.

Kh.S. Sagdiev, Z.R. Teshabayev, V.A. Galiaskarov, Kh.O. Sherniyozov, B.N. Mirzakabilov, N.A. Nishonov. Modeling studies of the interaction of polymer pipes with the ground in operation temperature

The article presents the results of experimental studies carried out using a centrifugal installation with an effective radius of rotation $R_{эф}=1.75$ m. The experiments were carried out with a model of a polymer pipe located at various depths. The results of the studies are shown in the form of graphs.

УДК 539.3

Р.И. ХАЛМУРАДОВ, У.А. НИШОНОВ

КОЛЕБАНИЯ ПЛАСТИН, ПОДКРЕПЛЕННЫХ РЕБРАМИ ЖЕСТКОСТИ

В современной технике и строительстве широко применяются тонкие упругие конструкции и их элементы, подвергнутые воздействию различных динамических нагрузок и работающие зачастую в условиях больших скоростей, деформаций и в других сложных условиях эксплуатации [1]. Для увеличения общей жесткости конструкции в таких условиях тонкостенная её часть подкрепляется ребрами. При этом достигается снижение материалоемкости конструкций без уменьшения их несущей способности, что выгодно и в конструкторском, и в экономическом отношении. Поэтому в исследованиях динамического характера пластин, усиленных ребрами жесткости, особое внимание уделяется определению прочностных характеристик таких пластин, находящихся под воздействием сжимающих нагрузок [2].

Созданию различных методов расчета ребристых пластин и оболочек на действие статических и динамических нагрузок, а также исследованию динамического их поведения посвящено большое количество научных работ, часть из которых охарактеризована в обзорных статьях [3 – 5]. Для решения динамических задач о колебаниях пластин и оболочек, подкреплённых ребрами жесткости, применяют два метода. Первый, названный методом «размазывания», применяется для оболочек и пластин, подкреплённых часто расположенными ребрами жесткости. Вторым применяется для пластин и оболочек, ребра жесткости которых расположены дискретно. Первый метод был предложен раньше и он освещен в многочисленных публикациях. В более поздних работах исследователи стали уделять внимание расчету пластин и оболочек, усиленных дискретной системой ребер. В работе [6] был осуществлен сравнительный анализ этих двух методов, который показал, что наиболее хорошие результаты, близкие к экспериментальным, получают при решении задач вторым методом.

Во многих случаях в процессе эксплуатации пластины находятся под действием периодических нагрузок, которые приводят их к колебаниям. «Линейные теории не всегда достаточно точно описывают эти процессы, и в связи с этим для описания таких колебаний привлекаются различные нелинейные теории» [7]. Различают два типа нелинейностей: геометрическую и физи-

ческую. Исследований на основе учета физической нелинейности из-за трудностей математического характера гораздо меньше, чем исследований, базирующихся на геометрической нелинейности.

Одна из главных проблем динамического расчета пластин и оболочек – определение собственных частот колебаний. В этом плане в работе [8] на основе выведенных автором нелинейных уравнений колебания для очень тонких пологих оболочек, учитывающих одновременно геометрическую и физическую нелинейности, исследованы свободные колебания оболочек. Совместному учету геометрической и физической нелинейностей, в том числе и с учетом изменения температуры исследуемых пластин и оболочек (пологих), посвящена статья [9]. Оценено влияние температуры на определяющие параметры колебания рассматриваемых систем. Проведен сравнительный анализ результатов, полученных с учетом нелинейностей различных типов.

Способ расчета свободных колебаний усиленной ребрами пластины предложен в [10]. В нем пластинка, усиленная перекрестными ребрами, рассматривается как два взаимодействующих элемента. При этом в качестве одного элемента принимается сама пластинка (иногда в литературе называемая «гладкой» [11]), а другого элемента – система перекрестных ребер, называемая решеткой ребер. Действия одного из элементов на другой заменяются нормальными силами, приложенными в точках пересечения ребер. На основе уравнений совмещения определяются перемещения точек гладкой пластины и ребер, а также нормальные силы.

Среди исследований по колебаниям пластин наиболее полными являются исследования собственных частот прямоугольных пластин, подкрепленных ребрами одного направления. Частичный анализ колебаний таких пластин при различных условиях на кромках пластины приведен в работах [5, 12]. В них палубное перекрытие моделируется бесконечной пластиной, усиленной равноудаленными друг от друга поперечными (к бесконечному направлению) ребрами жесткости. Эти ребра рассматриваются как тонкостенные стержни. Получены кривые собственных частот и форм колебаний в зависимости от различных параметров. Оценено влияние формы поперечного сечения ребер на частоты и формы собственных колебаний, а также влияние граничных условий на эти параметры.

Исследованию колебаний пластины, подкрепленной однонаправленными ребрами в случае, когда на нее действуют силы, вызывающие сжатие, чистые изгибы и сдвиги, посвящена работа [13]. Получен результат, подтверждающий низкие частоты колебаний по сравнению с частотами пластинки без учета внешних сил, действующих в плоскости пластины, а также при отсутствии подкрепляющих ребер.

Отметим статьи о свободных колебаниях кольцевых пластин с подкрепленным внешним контуром [14 – 16]. В статье [17] применительно к расчету собственных частот колебаний дисков турбины и компрессора газотурбинных двигателей были исследованы колебания кольцевой пластины, подкрепленной по краям кольцевыми ребрами. Получено частотное уравнение и приведены графики, иллюстрирующие влияние изменения характеристик стержней, а также отношения внутреннего и внешнего радиусов на величину частоты, соответствующей осесимметричной форме колебаний. Показано, что краевые стержни оказывают сильное влияние на собственные частоты колебаний системы, даже когда жесткость этих стержней невелика. Свободные колебания круглых пластин, подкрепленных концентрическими ребрами жесткости, исследованы также в работах [18 – 20]. Колебания и устойчивость кольцевой плиты, подкрепленной кольцевыми ребрами на внутреннем и внешнем граничных поверхностях, исследованы в [21].

Ряд работ посвящен исследованию вынужденных колебаний прямоугольных и круглых пластин. В статье [22] на основе вариационного метода определено напряженное состояние точечно-закрепленной ребристой пластины под действием статических и вибрационных нагрузок. Показано, что в случае подкрепления пластин жесткими на изгиб и более легкими ребрами частоты подкрепленной пластины увеличиваются, а в противном случае уменьшаются по сравнению с неподкрепленной пластиной.

Колебания подкрепленных пластин под действием движущихся сосредоточенных нагрузок рассмотрены в большом количестве работ. Но началом к ним, по нашему мнению, послужили работы [23, 24]. В частности, в [23] впервые получено решение для ортотропной пластины, находящейся под действием движущейся сосредоточенной силы. Считается, что пластинка оперта вдоль двух параллельных сторон и подкреплена ребрами в направлении, перпендикулярном им. Вынуж-

дающая сила движется с постоянной скоростью по произвольному ребру. В статье [24] решена задача о колебаниях пластинки, ортогонально подкрепленной ребрами жесткости. Колебания пластинки происходят под воздействием движущейся с постоянной скоростью силы по произвольной линии. Приведены численные результаты расчетов динамического прогиба и изгибающего момента.

Вопросы применения численных методов, в частности, метода конечных разностей, для решения задач динамики подкрепленных ребрами прямоугольных и круглых плит рассмотрены в работах [25, 26]. В работе [26] с применением обобщенной функции Дирака проанализированы различные способы моделирования влияния подкрепляющих ребер на динамическое поведение пластин и оболочек при импульсных нагружениях. В работах [27, 28] дано аналитическое решение задачи о напряженно-деформированном состоянии изгибаемой ребристой плиты при локальном армировании, разработаны рекомендации по армированию плит с нарушениями регулярности и предложены способ и алгоритм расчета железобетонных плит с нарушениями регулярности структуры в виде отверстий, подкрепляющих ребер и др.

Следует подчеркнуть, что вследствие сложности аналитических расчетов авторы были вынуждены ограничиться относительно несложными конфигурациями ребристых пластин. Поэтому к настоящему времени научная литература располагает небольшим количеством работ, касающихся аналитического расчета ребристых пластин [29, 30]. Анализ напряженного состояния ребристой пластины с конструктивной ортотропией в [29] проведен тремя способами: аналитическим, численным (метод конечных элементов) и экспериментальным. Доказано, что оребрение приводит к понижению напряжений по сравнению с неоребреной пластиной. При этом отмечено, что литературы, посвященной аналитическому расчету напряженно-деформированного состояния ребристых пластин, очень мало. В работе [30] рассмотрены вопросы численного расчета дисперсионной кривой для конкретных ребристых пластин с помощью метода конечных элементов, исследовано распространение волн в направлении, параллельном ребрам, выполнен сравнительный анализ аналитических, численных и экспериментальных результатов.

Численные вычисления требуемых параметров подкрепленных пластин являются относительно новым и перспективным направлением исследований поведения ребристых элементов конструкций и, в частности, пластин [31 – 33]. Идеи, лежащие в основе некоторых численных разработок, связаны со спектральным конечным элементом или волновыми методами конечных элементов [34, 35]. Подробный анализ научных исследований, посвященных тематике численных расчетов различных аспектов ребристых структур, приведен в работах [36, 37].

Исследование распространения волн в ортогональной структуре с ребрами жесткости проведено на основе разработанной авторами аналитической модели [38] при диффузном возбуждении акустических волн. Выявлено существенное влияние граничных условий и расстояния между ребрами на затухание волн в такой пластине. Задача о нелинейных колебаниях круглой пластинки, несущей концентрическую жесткую массу, решена в [39]. Определению напряженно-деформированного состояния ребристого сферического купола при импульсном нагружении посвящена работа [40].

Как подчеркивалось и как следует из анализа многочисленных публикаций, армирование или оребрение пластин приводит к резкому изменению напряженно-деформированного их состояния по сравнению с гладкой пластинкой [41 – 43] и к увеличению параметров, характеризующих жесткость пластинки. При этом считают, что оребрение соответствует приложению нагрузки, распределенной по узкой области [44, 45]. По допущениям, принятым при разработке теорий ребристых оболочек и пластин, ребро может быть рассмотрено как сжато-изогнутый стержень, имея в виду малость поперечного его сечения по сравнению с его длиной. При этом пренебрегают шириной ребра, но считают конечными значения параметров, характеризующих геометрию сечения [46 – 48].

На основании этого можно считать, что действие ребра происходит по направлению нормали и по тангенциальному направлению.

Имея в виду дискретное расположение ребер, для описания их взаимодействия с пластиной применяют разрывные функции, в частности, функцию Хевисайда и дельта-функцию Дирака [49]. В работе [49] предложен метод решения дифференциальных уравнений для локально-армированной плиты с разрезом или с прямоугольным отверстием, содержащих в качестве коэффициентов дельта-функции или их производные и единичные функции. Данный метод основан на

выделении различных особенностей в искомом решении и эффективен при исследовании напряженно-деформированного состояния вблизи точек нарушения регулярностей, т. е. вблизи мест нахождения арматурных стержней, ребер и отверстий.

С другой стороны, вопросам определения напряженно-деформированного состояния на плоскостях пластинки посвящено также небольшое количество исследований [50, 51]. В таком контексте проблемы в статье [50] исследованы колебания пластинки на основе линейной теории. Построены кривые изменения изгибающего и крутящего моментов, а также сдвиговой силы в зависимости от координат, ортогональных к толщинной координате. Определены распределения изгибного напряжения в сечениях прямоугольной пластины с двумя опертыми и двумя защемленными торцами. Считается, что колебания происходят с малой частотой и большими амплитудами. Проведен сравнительный анализ полученных результатов по линейной и геометрически нелинейной теориям в зависимости от различных значений отношения сторон.

В статьях М. Haterbouch и R. Venamar [52 – 54] рассмотрены круговые пластины. Исследуется влияние на первые две нелинейные частоты и соответствующие формы колебаний больших амплитуд. При этом пластинка считается тонкой и изготовленной из изотропного материала. В работе [53] рассмотрены антисимметричные колебания без учета продольных (симметричных) и крутильных колебаний. Во всех трех статьях рассматриваются случаи защемления краев и свободного их оперения [4].

В работах [52, 53] исследованы многомодовые колебания, учитывающие также перемещения в плоскости пластины. Сделан вывод о том, что определенное напряженное состояние по нелинейной теории дает существенное отличие от результатов, полученных по линейной теории. Показано, что при амплитуде, равной трем толщинам, разность одномодового и многомодового приближений составляет менее 2 %. Поэтому нелинейные частоты, полученные с помощью одномодового приближения, достаточно близки к частотам, полученным с учетом большого количества собственных форм.

Статья [55] посвящена распространению полученных в [51] результатов на пластинки с другими условиями крепления кромок. Следует отметить работу В.Н. Пастушихина [56], где исследованы физически нелинейные колебания пластинки. Здесь осуществлено сравнение результатов, полученных также по одномодовому и многомодовому приближениям. Рассмотрено четырехмодовое приближение. Отмечается, что для обеих аппроксимаций числовые значения амплитудно-частотных характеристик пластин и изменения напряжений очень близки.

По результатам изучения многочисленных публикаций можно сделать вывод о том, что исследования нелинейных колебаний пластин и оболочек, подкрепленных ребрами, на данном этапе развития науки являются актуальными. При этом следует указать на относительно малое количество опубликованных работ с учетом упругопластического деформирования таких пластин под действием импульсных нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ильин В.П., Карпов В.В. Устойчивость ребристых оболочек при больших перемещениях. Л.: Стройиздат, 1986. – 168 с.
- [2] Михайлов Б.К., Петриченко В.Н. К расчету анизотропной пластинки с диагональными ребрами // Изв. вузов. Строительство и архитектура. 1990. № 12. С. 26 – 28.
- [3] Жигалько Ю.П., Дмитриева Л.И. Динамика ребристых пластин // Исследования по теории пластин и оболочек. Вып. 13. 1978. С. 3 – 30.
- [4] Бажанова А.О. Напряженное и деформированное состояния подкрепленных пластин (обзор выполненных исследований) // Авиационно-космическая техника и технология. 2010. № 5. С. 24 – 28.
- [5] Scheüter N.-Z. Die Berechnung des Eigenschwungsverhaltens der längsverrippten Rechteckplatte mit drehbar gelangerten Querrandern // SBF. Vol. 11. 1972. №3 – 4. P. 104 – 127.
- [6] Максименко В.В., Фильштинский Л.А. Передача нагрузки от ребра жесткости к анизотропной оболочке в случае наличия между ними склеивающего слоя // Прикладная механика. 1978. Т. 14. № 28. С. 64 – 69.
- [7] Бреславский И.Д. Распределение напряжений по пластине при нелинейных колебаниях // Вестник Харьковского национального университета. 2010. № 926. С. 75 – 84.
- [8] Пастушихин В.Н. Свободные колебания нелинейно упругих оболочек // Прикладная механика. 1971. Т.7. № 3. С. 16 – 20.
- [9] Awrejcewicz Z., Krysko V.A. Nonlinear coupled problems in dynamics of Shells // International Journal of Engineering Science. 2003. N. 41. P. 587 – 607.

- [10] Omid'varan C. Free vibration on grid-stiffened plates // *Z. Sound and Vibration*. Vol. 19. 1971. №4. P. 463 – 472.
- [11] Галиев Ш.У., Бабиц Ю.Н., Жураховский С.В., Нечитайло Н.В., Ромашенко В.А. Численное моделирование волновых процессов в ограниченных средах. Киев: Наукова думка, 1989. – 199 с.
- [12] Scheüter N.-Z. Über das Eigenschwingungsverhalten des äquidistant längsverrippten Plattenstreifens mit derhbar gelagerten Rändern // *Z. Schiffbauforschung*. Vol. 11. 1972. № 3. P. 150 – 168.
- [13] Higushi M., Kondo K. Исследование колебаний прямоугольных подкрепленных пластин, подверженных нагрузкам в своей плоскости, методами нелинейного программирования // *Z. Soc. Nav. Archit. Zap.* 1974. N. 135. P. 259 – 266.
- [14] Stuart R.Z., Carney Z.F. Vibration of edge reinforced annular plates // *Z. Sound and vibration*. Vol. 35. 1974. № 1. P. 23 – 33.
- [15] Stuart R.Z., Carney Z.F. Vibration of e circular plates with edge-beams // *Z. Eng. Mech. Div. Proc. Amer.Soc. Civ. Eng"* Vol. 99. 1973. № 4. P. 907 – 912.
- [16] Бодунов А.К. Осесимметричные колебания подкрепленной круглой пластины // Сб. «Механика». Краткое содержание докладов к XXXI научн. конф. ЛИСИ. 1973. С. 70 – 73.
- [17] Stuart R.Z., Carney Z.F. Vibration of e annular plates with edge-beams // *AIAA Z.* Vol. 12. 1974. № 1. P. 5–6.
- [18] Полозков А.А., Макмак Г.Ф. Свободные колебания круглых пластин, подкрепленных кольцевыми ребрами жесткости // Сб. «Вопросы надежности и долговечности сельхозмашин». Ростов-на-Дону, 1968. С. 302 – 310.
- [19] Zain R.K. Axisymmetric vibration of ring stiffened circular plates // *Z. Mech. Eng. Sci.* Vol. 15. 1978. №3. P.218–224.
- [20] Takahashi Shin. The vibration of circular plate with a rigid ring // *Bull. ZSME*. Vol. 10. 1967. № 39. P. 463 – 471.
- [21] Loh H.C., Carney Z.F. Vibration and stability of an annular plate reinforced with surrounding edge beams // *XVII Pol. S.* Vol. 14. 1986. № 7. P. 257 – 268.
- [22] Качур Н.В., Сумин А.И. Расчет колебаний точечно-закрепленных пластин с подкреплением // Труды НИИ математики. Воронеж. ун-та. Вып. 20. 1983. С. 51 – 54.
- [23] Mikolajczak H. Drgania wlasne wymuszone pewnego typu plyt wzmacnionych zebami // *Rozpr.inz.* Vol. 1962. 10. № 1. P. 61 – 94.
- [24] Singhvi G. Response of restangular stiffened plates Subjected to a moving spring mass load // *Diss.Abstr"*. 1969. № 9. P. 3309.
- [25] Галиев Ш.У., Каршиев А.Б. Численный анализ точности моделей ребристого сферического купола, подверженного импульсному нагружению // *Проблемы прочности*. 1990. № 5. С. 83 – 86.
- [26] Халмуродов Р.И., Каршиев А.Б. Расчет элементов конструкций с нарушениями регулярности структуры. Ташкент, 2002. – 285 с.
- [27] Халмуродов Р.И., Михайлов Б.К. Аналитическое решение задачи о напряженно-деформированном состоянии изгибаемой ребристой плиты при локальном армировании // *Исследования по строительной механике и надежности строительных конструкций*. М.,1992. С.153 – 160.
- [28] Халмуродов Р.И. Способ расчета ребристых плит // *Узбекский журнал «Проблемы механики»*. 1995. № 6. С. 23 – 32.
- [29] Popa C.T., Iatan R.I., Manescu C.I. Stress states in plane and ribbed circular plates // *Proceedings in Manufacturing Systems*. Vol. 8. 2013. Issue 1.
- [30] Ichchou M.N., Berthaut J., Collet M. Multi-mode wave propagation ribbed plates. Part II: Predictions and comparisons // *International Journal of Solids and Structures*. 2008. N. 45(5). P. 1196 – 1216.
- [31] Finnveden. S. Spectral finite element analysis of the vibration of straight fluid-filled pipes with flanges // *Journal of Sound and Vibration*. 1997. N. 199(1). P. 125 – 154.
- [32] Gavric L. Finite element computation of dispersion properties of thin walled waveguides // *Journal of Sound and Vibration*. 1994. N. 173 (1). P. 113 – 124.
- [33] Knothe K., Strzyzakowsk Z., Wilner K. Rail vibrations in the high frequency range // *Journal of Sound and Vibration*, 1994. N. 169(1). P. 111 – 123.
- [34] Houillon L., Ichou M.N., Jezequel L. Wave motion in thin Walled structures // *Journal of Sound and Vibration*. 2005. N. 281 (3-5). P. 483 – 507.
- [35] Mace., Duhamel D., Brennan M.J., Hinke L. Finite element prediction of wave motion in structural waveguides // *Journal of Acoustical of America*. 2005. N. 117. P. 28 – 35
- [36] Benerjee S., Kundu T. Symmetric and anti-symmetric rayleigh-lamb modes in sinusoidally corrugated waveguides // *International Journal of Solids and Structures*. 2006. N. 43 (21). P. 6551 – 6567.
- [37] Benerjee S., Kundu T. Elastic wave propagation in sinusoidally corrugated waveguides // *Journal of Acoustical Society of America*. 2006. N. 119 (4). P. 2006 – 2017.
- [38] Tao Fu, Zhaobo Chen, Hongying Yu, Chengfei Li, Xiaoxiang Liu. An analytical study of the vibroacoustic response of a ribbed plate // *Aerospace Science and Technology*. February 2018. P. 96 – 104.
- [39] Chiang D.C., Chen S.S. Large amplitude vibration of a circular plate with concentric rigid mass // *Pap. ASME*. 1971. NAPMW-11. P. 7.
- [40] Каршиев А.Б. Исследование напряженно-деформированного состояния ребристого сферического купола при импульсном нагружении // *Узбекский журнал «Проблемы механики»*. 2000. № 6. С. 51 – 54.
- [41] Михайлов Б.К. Пластины и оболочки с разрывными параметрами. Л., 1980. – 196 с.
- [42] Халмуродов Р.И., Михайлов Б.К. Определение возмущений поля напряжений вблизи углов прямоугольной пластинки // *Прочность, трещиностойкость и деформативность стен крупнопанельных и монолитных зданий*. Казань: Изд-во Каз. ИСИ, 1991. С. 121 – 124.

- [43] Пшеничнов Г. И. Теория тонких оболочек и пластинок. М.: Наука, 1980. – 352 с.
- [44] Халмурадов Р. И. К расчету ребристых железобетонных плит // Изв. вузов РУз. Серия: «Технические науки». 1995. № 1. С. 26 – 29.
- [45] Халмурадов Р. И. Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния ребристых железобетонных плит с отверстиями // Изв. вузов РУз. Серия: «Технические науки». 1995. № 1. С. 20 – 26.
- [46] Халмурадов Р. И. Рекомендации по армированию плит с нарушениями регулярности // Матер. межд. конф. «Современные проблемы строительного материаловедения». Самара, 1995. С. 143 – 146.
- [47] Халмурадов Р. И. Свободные колебания армированной вязкоупругой пластинки // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2017. № 2 – 3. С. 53 – 57.
- [48] Синицын Е. Н. Расчет сжато-изогнутых ребристых пластин из вязкоупругих армированных материалов: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1996. – 196 с.
- [49] Халмурадов Р. И., Каршиев А. Б. Расчет элементов конструкций с нарушениями регулярности структуры. Ташкент: Изд-во им. Абу Али Ибн Сины, 2002. – 288 с.
- [50] Wang C.M., Wang Y.C., Watanabe E., Utsunomiya T., Xiang Y. Obtaining Accurate Modal Stress-Resultants in Freely Vibrating Plates that Model VLFS // Proceeding of the Eleventh. International Offshore and Polar Engineering Conference. 2001. P. 272 – 278.
- [51] Eibikri K., Benamar R., Bennouna M. Geometrically non-linear free vibrations of clamped simply supported rectangular plates. Part. I. the effects of large vibration amplitudes on the fundamental mode shape. Computers and Structures. 2003. № 81. P. 2029 – 2043.
- [52] Haterbouch M., Benamar R. Geometrically nonlinear free vibrations of simply supported isotropic thin circular plates // Z. Sound and vibration. 2005. N. 280. P. 903 – 924.
- [53] Haterbouch M., Benamar R. The effects of large vibration amplitudes on the axisymmetric mode shapes and natural frequencies of clamped thin isotropic circular plates. Part I. Iterative and explicit analytical solution for non-linear transverse vibrations // Z. Sound and vibration. 2003. N. 265. P. 123 – 154.
- [54] Haterbouch M., Benamar R. The effects of large vibration amplitudes on the axisymmetric mode shapes and natural frequencies of clamped thin isotropic circular plates. Part II. Iterative and explicit analytical solution for non-linear coupled transverse and in-plane vibrations // Z. Sound and vibration. 2004. N. 277. P. 1 – 30.
- [55] Beidovri Z., Benamar R., Eikadiri M. Geometrically nonlinear transverse vibrations of C-S-S and C-5-C-5 rectangular plates // International Journal of Non-Linear Mechanics. 2006. N. 41. P. 57 – 77.
- [56] Пастушихин И. Н. Колебания пластин из нелинейного не вполне упругого материала // Прикладная механика. 1973. Т. 9. № 7. С. 128 – 131.

Самаркандский государственный университет

Дата поступления
20.04.2018

Р.И. Халмурадов, У.А. Нишонов. Бикрлик қобиргалари билан маҳкамланган пластинкалар тебранишлари

Бикрлик қобиргалари билан маҳкамланган пластинкаларнинг динамик деформацияланиши бўйича ўтказилган тадқиқотлар шарҳи бажарилган. Шарҳнинг мақсади экстремаль шароитларда ишловчи маҳкамланган пластинкалар мустаҳкамлиги ва бикрлигининг актуал муаммоларини аниқлашдан иборат. Бунда тебранишлар хусусий частоталари ва шакллари аниқлаш, таҳлил қилиш; эластопластик деформацияланиши ҳисобга олинган дискрет қобиргаланган пластинкалар тебранишлари геометрик ва физик нозичиқли масалаларини ечиш; замонавий сонли усулларни ва узилишга эга функцияларни қўллаш; кўчиш, динамик салқилик, эгувчи момент ва динамик жараёни характерловчи бошқа параметрларни аниқлаш бўйича ўтказилган тадқиқотларга алоҳида эътибор қаратилган. Таҳлил натижасида мос хулосалар чиқарилган ва бундан кейин шундай пластинкаларнинг кучланган-деформацияланган ҳолатини тадқиқ қилиш йўналиши аниқланган.

R.I. Khalmuradov, U.A. Nishonov. Vibrations of plates under the reinforced ribs of rigidity

A review of the studies carried out on the dynamic deformation of reinforced ribs of rectangular and circular plates. The review aims to identify the actual problems of strength and rigidity of reinforced plates under extreme operating conditions. The main attention are the works where investigations have been carried out to determine and analyze the eigenfrequencies and modes of vibrations; solution of geometric and physic nonlinear problems of discretely finned plates with allowance for elastoplastic deformation; the application of modern numerical methods and discontinuous functions; definition of displacement, dynamic deflection, bending moment and other parameters characterizing the dynamic process. As a result of the analysis, the corresponding conclusions were done and the direction of further investigations of the stress-strain state of such plates was determined.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ГРУНТАХ

Напряжения в грунтах определяются на основе аналитических и численных решений, основанных на классических законах теории упругости и уравнениях равновесия [1 – 9]. Классическое решение этой задачи от действия внешней вертикальной распределенной нагрузки было получено Буссинеск, Фламаном и У. Алвин [1, 2, 9]. В соответствии с этой теорией считается, что напряжения в массиве распространяются по кристаллической решётке по бесконечно малым площадкам. На самом деле, как будет показано далее, напряжения в грунтах распространяются по контактам минеральных зерен и, по этой причине, рассеивающая способность грунтов намного ниже по сравнению со сплошными средами [10, 11, 7]. Для определения напряжений в грунтах авторами проведены натурные эксперименты с измерением напряжений в точках массива. В статье анализируются основные положения этой закономерности и полученные результаты сравниваются с различными теориями.

Экспериментальное определение напряжений в грунтах. Полный комплекс штамповых испытаний с измерением напряжений в грунтах был проведен проф. А.З. Хасановым [7] и к.т.н. М.М. Хонкельдиевым [8]. В экспериментах [7] для определения напряжений в грунтах было подобрано увлажненное лёссовое основание со следующими физико-механическими свойствами: объемный вес сухого и увлажненного грунта $\gamma=14.4/17.6$ кН/м³, влажность $W=22.3\%$, коэффициент пористости $e=0.9$, сцепления $C=30$ кПа, угол внутреннего трения $\varphi=23^\circ$. Величина модуля деформации, полученная по результатам штамповых испытаний для круглого штампа диаметром 151 см, равна $E_0=50$ кПа. В исследованиях [7] для определения напряжений в грунтах были подобраны как маловлажные, так и увлажненные лёссовые грунты со следующими физико-механическими свойствами: объемный вес сухого и увлажненного грунта $\gamma=14.7/18.0$ кН/м³, влажность $W=16.2/22.6\%$, коэффициент пористости $e=0.82$, сцепления $C=75/28$ кПа, угол внутреннего трения $\varphi=26^\circ$. Величина модуля деформации, полученная по результатам штамповых испытаний для круглого штампа диаметром 113 см, равна $E_0=300/75$ кПа. По критерию гибкости экспериментальные штампы относятся к категории жестких.

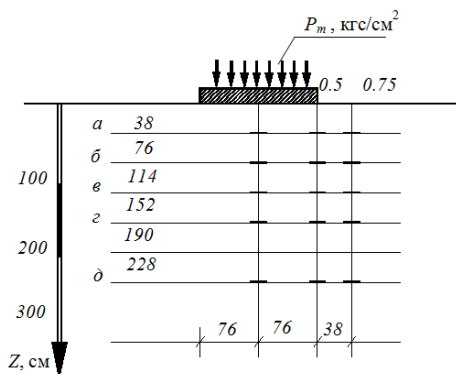


Рис. 1. Схема установки мессдоз в основании под штампом [9]

Напряжения в грунтах измерялись тензорезисторными преобразователями давления (сокращенно-мессдозы) грунта. До испытания мессдозы тарировались на специальных стендах со сжатым воздухом. Сигналы от тензорезисторов регистрировались электронной аппаратурой ТК-1 и ЦТМ-5. Мессдозы устанавливались в скважинах ($D=70$ мм) различной глубины и после их установки томпанировались грунтом до плотности, равной природной (рис. 1). Нагрузка на штамп передавалась при помощи специального устройства посредством домкратов грузоподъемностью 500 кН. В процессе проведения эксперимента измерялись средняя осадка штампа S_{mm} прогибомером Максимова (точность деления 0.1 мм) и вертикальные напряжения σ_z . Схема установления мессдоз

представлена на рис. 1. До начала нагружения со всех измерительных приборов были взяты начальные показания. Центральная нагрузка на штамп подбиралась таким образом, чтобы средние давления под штампом были равны: 20, 40, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200 кПа.

Результаты экспериментов показали, что зависимость между напряжениями и осадками штампа в общих чертах нелинейные, деформируемость увлажненных грунтов при одинаковых средних напряжениях под штампами выше, чем в грунтах с природной влажностью, которая превышает более 3 раз (рис. 2, б). Как установлено (см. рис. 2, а, б) до глубины $z=0.5D$ под штампом возникает максимальная концентрация напряжений с минимальным углом рассеивания, не превышающим $\alpha=10^\circ$. При глубине выше $z > 0.7D$ напряжения интенсивно убывают и при

$z=(1.5 - 2.0)D$ их влиянием уже можно пренебречь. Это и есть активная область деформирования основания, которая численно равна $H_s=(1.5 - 2.0)D$.

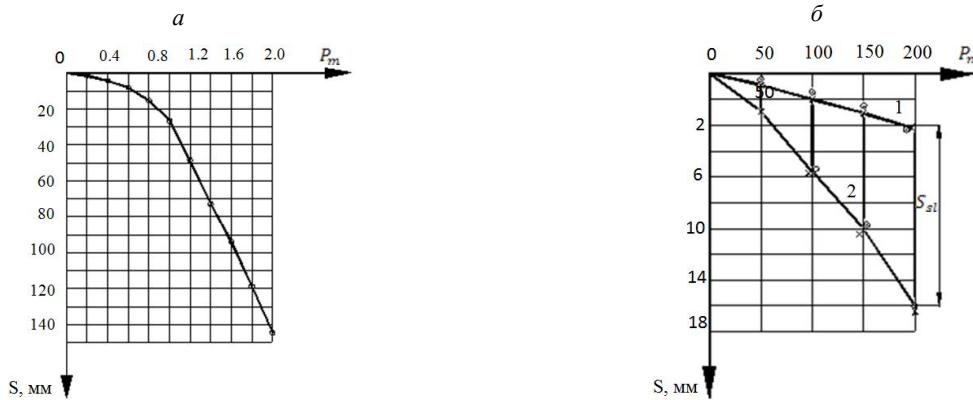


Рис. 2. Графики зависимости осадки круглого штампа от средних давлений: опыты М.М. Хонкельдиева [9] с увлажненными лёссовыми грунтами (а); опыты А.З. Хасанова (б)

Теоретические аспекты определения напряжений в грунтах. Известно, что теоретическое решение этой осесимметричной задачи в соответствии с положениями теории упругости имеет следующий математический вид [3]:

$$\sigma_z = P_m \left[1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{R}{z} \right)^2} \right]^{\frac{3}{2}}, \quad (1)$$

где P_m – среднее напряжение под штампом; R, z – соответственно радиус штампа и глубина слоя.

По результатам экспериментов (рис. 3) и вычислений при помощи выражения (1) получены сопоставительные графики (рис. 4). Как и следовало ожидать, в области напряжений, не превышающих $P_m \leq 80$ кПа, экспериментальные графики напряжений σ_z хорошо согласуются с выражением (1), полученным по законам классической теории упругости. При средних напряжениях, превышающих $P_m \geq 80$ кПа, напряжения в грунтах σ_z , превышают расчетные и с глубины $H_s=1.5D$ расчетные напряжения, постепенно уменьшаясь, распространяются дальше в глубь основания согласно полученным результатам можно полагать, что напряжения в грунтах распространяются не по всей площади, а имеют строго ограниченный угол рассеивания, т.е. тенденцию к постепенному увеличению с отдалением от источника нагружения.

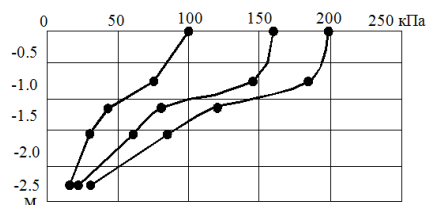


Рис. 3. Эпюры измеренных напряжений по глубине центральной оси при средних напряжениях под штампом 100, 160 и 200 кПа [8]

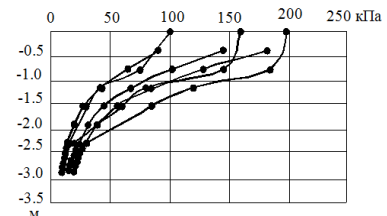


Рис. 4. Графики зависимости экспериментальных осевых напряжений и вычисленные по выражению (1)

Для выяснения этой закономерности авторами были проанализированы экспериментальные результаты, полученные в работе [8]. С этой целью для каждой глубины основания были определены измеренные напряжения σ_z и условная площадь A_z их распространения:

$$P_m = \frac{N}{A_0}, \quad \sigma_z = \frac{N}{A_z}, \quad (2)$$

откуда

$$A_z = A_0 \frac{P_m}{\sigma_z}, \quad D_z = \sqrt{\frac{4A_z}{\pi}}, \quad \frac{[(tg \alpha = (D)]_z - D_0]l}{2z}$$

или

$$\alpha = atg \left[\frac{[(D)]_z - D_0]l}{2z} \right]. \quad (3)$$

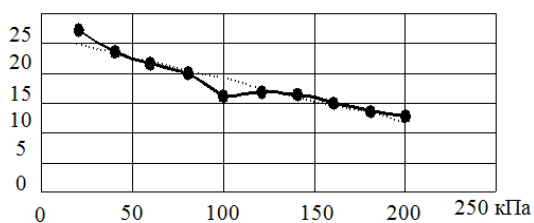


Рис. 5. Влияние среднего напряжения на угол рассеивания напряжений

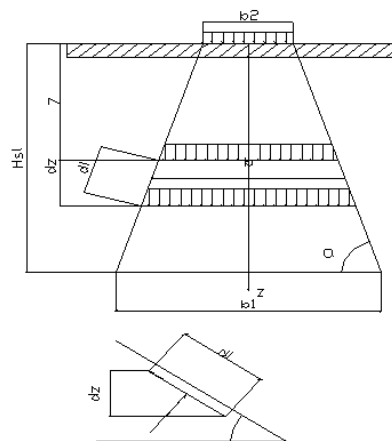


Рис.6. Расчетная схема для определения нормальных напряжений

График изменения выражения (3) по глубине основания, полученный на основе экспериментальных исследований, представлен на рис. 5. Как установлено, эту закономерность с достаточной для практических целей точностью можно записать в виде линейной функции

$$\alpha = K \frac{z}{2D} \quad (4)$$

Например, для исследованных увлажненных и маловлажных лёссовых грунтов $K \cong \frac{30}{60}$.

В качестве альтернативного варианта выражению (1) нами ранее была предложена модель определения напряжений с учетом распределяющей способности грунта. В соответствии с этой теорией распределение напряжений принято в виде трапеции для плоской задачи и усеченного конуса для осесимметричной задачи [6]. Расчетные схемы этой задачи представлены на рис. 6, 7. В этих решениях на боковой поверхности соблюдается условие прочности грунта Кулона – Мора, а по горизонтальной плоскости предполагается равномерное распределение напряжений. Теоретическое решение этой задачи и полученные аналитические результаты (5, 6) для рассмотренных геометрических форм подробно изложены в работе [6]. Приведем аналитические конечные выражения определения напряжений по

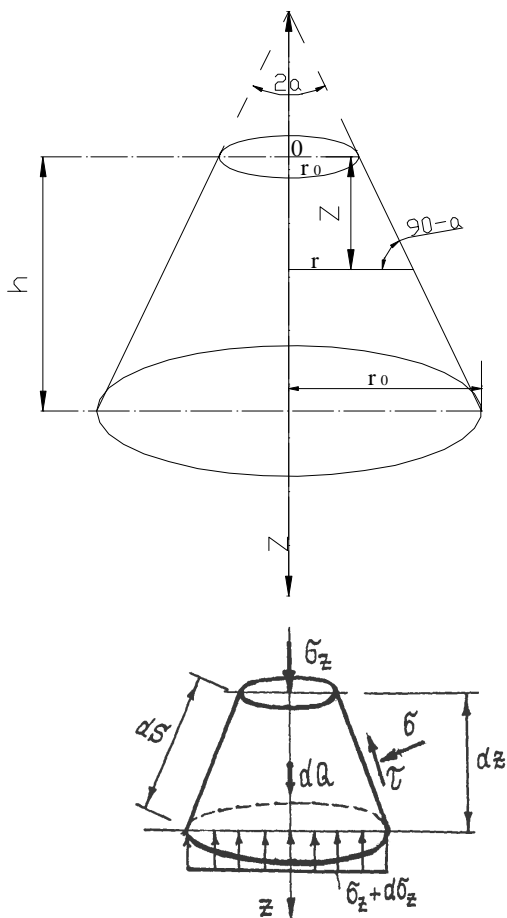


Рис. 7. Расчетная схема для вычисления

глубине основания. В этих выражениях предполагается постоянство угла рассеивания напряжений, т.е. решение получено для случая $\alpha = \text{const}$:

$$\sigma_z = \frac{\left(1 - \frac{b_2}{b_1}\right) \frac{\gamma}{h} z + \gamma \frac{b_2}{b_1} - \frac{2C}{b_1}}{\frac{2\lambda A}{b_1}} - \frac{\gamma \left[\frac{b_2}{b_1} + \left(1 - \frac{b_2}{b_1}\right) \frac{z}{h} \right]}{\frac{2\lambda A}{b_1} \left[1 - \frac{2\lambda h A}{\left(1 - \frac{b_2}{b_1}\right) b_1} \right]} +$$

$$+ \left[q - \frac{\gamma \frac{b_2}{b_1} + \frac{2C}{b_1}}{\frac{2\lambda A}{b_1}} + \frac{\gamma \frac{b_2}{b_1}}{\frac{2\lambda A}{b_1} \left[1 + \frac{2\lambda h A}{\left(1 - \frac{b_2}{b_1}\right) b_1} \right]} \right] \left[\frac{\frac{b_2}{b_1} + \left(1 - \frac{b_2}{b_1}\right) \frac{z}{h}}{\frac{b_2}{b_1}} \right]^{\frac{2\lambda h A}{\left(1 - \frac{b_2}{b_1}\right) b_1}} \quad (5)$$

Для осесимметричной задачи

$$\sigma_z = \frac{1}{\text{tg}\alpha} \left[\frac{\gamma \cdot r_0}{2\lambda + 1} \left(1 + \frac{z}{r_0} \text{tg}\alpha \right) - \frac{C}{\lambda} \right] + \left[q - \left(\frac{\gamma \cdot r_0}{2\lambda + 1} - \frac{C}{\lambda} \right) \frac{1}{\text{tg}\alpha} \right] \left(1 + \frac{z}{r_0} \text{tg}\alpha \right)^{-2\lambda} \quad (6)$$

$$A = \frac{2\text{tg}\alpha \left(1 - \frac{\xi}{\cos\alpha} + \frac{\xi \text{tg}\varphi}{\cos\alpha} \right)}{r_0} = \frac{2\text{tg}\alpha}{r_0} \lambda, \quad \lambda = 1 - \frac{\xi}{\cos\alpha} + \frac{\xi \text{tg}\varphi}{\cos\alpha},$$

$$\xi = \frac{\sigma_x}{\sigma_z} = \frac{\sigma \cos\alpha}{\sigma_z} = \text{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right).$$

Результаты расчетов для осесимметричной задачи при $\sigma_z = 100, 160$ и 200 кПа; $\alpha = (26 - 12)^\circ$; $C = 100$ кН/м²; $\varphi = 26^\circ$ и $\xi = 0.25$ и $R = 756$ см представлены на рис. 8. На графике (см. рис. 8) даны сопоставительные кривые изменения нормальных осевых напряжений σ_z по глубине основания для случая $P_m = 200$ кПа. Как установлено, кривая, полученная по выражению (1), в начальный момент убывает более интенсивно, чем это происходит в действительности. Наиболее близким к экспериментальным результатам является график, полученный по результатам расчета выражения (5). Причем, в этом выражении использовалась закономерность, полученная для переменного угла рассеивания напряжений по глубине основания (4).

Таким образом, экспериментально установлено, что зависимость между напряжениями и осадками штампа для увлажненных грунтов нелинейная. Деформируемость увлажненных грунтов при одинаковых средних напряжениях под штампами выше, чем в грунтах с природной влажностью, которая

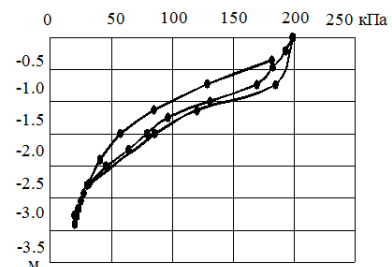


Рис. 8. Изменения нормальных напряжений по оси z сравнения результатов

превышает в более чем 3 раза. Проведенными экспериментами установлено, что при нагружении штампа до глубины $z=0.5D$ возникает максимальная концентрация напряжений с минимальным углом рассеивания, не превышающим $\alpha=10^0$. При глубине выше $z > 0.7D$ напряжения интенсивно убывают и при $z=(1.5 - 2.0)D$ их влиянием уже можно пренебречь. Это и есть активная область деформирования основания, которая численно равна $H_s=(1.5 - 2.0)D$. На основе сопоставления графиков, вычисленных по выражению (1), с результатами экспериментов установлено следующее: в области напряжений, не превышающих $P_m \leq 100 \text{ кПа}$, экспериментальные графики напряжений σ_z хорошо согласуются с выражением (1), полученным по законам классической теории упругости. При средних напряжениях, превышающих $P_m \geq 100 \text{ кПа}$, напряжения в грунтах σ_z превышают расчетные и с глубины $H_s=1.5D$ расчетные напряжения, постепенно уменьшаясь, распространяются дальше в глубь основания за пределы активной области сжатия. Экспериментально установлено, что график зависимости угла рассеивания напряжений в грунтах по глубине основания можно выразить в виде линейной функции (4). Наиболее близок к экспериментальным результатам график, полученный по результатам расчета с использованием выражения (5). Выражение определения напряжений, полученное авторами [7], более точно описывает реальные закономерности распределения в грунтах и может быть использовано для практических расчетов осадка оснований фундаментов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] B r a j a M. Principles of Geotechnical Engineering. USA, 2010.
- [2] C r a i g R. F. Craigs soil mechanics // Formerly Department of Civil Engineering University of Dundee UK. London, 2004.
- [3] М а л ы ш е в М. В. Прочность грунтов и устойчивость основания сооружений. М., 1994.
- [4] Т е р ц а г и К. Теория механики грунтов. М.: Госстройиздат, 1961.
- [5] У х о в С. Б. и др. Механика грунтов, основания и фундаменты. М: Высшая школа, 2004.
- [6] Х а с а н о в А. З., Х а с а н о в З. А. Основания и фундаменты на лёссовых просадочных грунтах. Ташкент: Узбекистон, 2006.
- [7] Х а с а н о в А. З. Х а с а н о в З. А. Экспериментально-теоретические исследования прочности и устойчивости грунтов. Ташкент: Зарафшон, 2015. – 125 с.
- [8] Х о н к е л ь д и е в М. М. Исследование НДС оснований из влажных грунтов под жесткими штампами: Автореф. дис. МИСИ, 1981.
- [9] S h i e l d s D. H. Passive pressure coefficients by method of slices // Journal of the S Mand F Division. ASCE. Vol. 99. N. Sm12.
- [10] S t e v e n F. Vertical Stress in a Semi-infinite Half Space from Self-weight (i.e., gravity). Bartlett, 2010.
- [11] Prepared by Dr. Roy E. Stress distribution. Olson on Spring 1989 Modified by Jiunnren Lai on Fall, 2003.

Самаркандский архитектурно-строительный институт

Дата поступления
30.04.2018

A.Z. Hasanov, Z.A. Hasanov, M.M. Honkeldiev, N.A. Nabieva. Taʼsiqi kuchlar taʼsiriida grunt massiviida kuchlanishlarni tarqalishi qonuniyatlarini eksperimental va nazariy tadqiqoti

Maqolada grunt massiviida kuchlanishlarni tarqalishi qonuniyati kʻrilingan. Maqola mualliflari tomonidan grunt kuchlanishlarni tarqatishi xususiyatini hisobga olib yangi matematik ifoda taklif qilingan va uni echlami olingan.

A.Z. Hasanov, Z.A. Hasanov, M.M. Honkeldiev, N.A. Nabieva. Vertikal stress caused by a vertical strip load

The paper deals with the determination of stresses in soils. A new mathematical expression is proposed that allows to take into account the distributing capacity of the soil.

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ПОПЕРЕЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ТРЕХСЛОЙНОЙ ВЯЗКОУПРУГОЙ ПЛАСТИНКИ

Введение. Сфера применения трехслойных пластин чрезвычайно широка. Она включает в себя такие области, как строительство, авиастроение, приборостроение и др. Поэтому расчет таких пластин на действие различных динамических нагрузок находит широкое применение в проектировании и эксплуатации инженерных конструкций, работающих зачастую в экстремальных условиях действия взрывных, сейсмических и других нагрузок. В большинстве случаев расчета пластин [1], в том числе и многослойных [2, 3], исследователи применяют теорию, основанную на гипотезах Кирхгофа или её модификациях. Применяют теорию типа Тимошенко, учитывающую деформацию поперечного сдвига, либо теорию Рейсснера [4], которые также основаны на некоторых гипотезах и предположениях, упрощающих уравнения колебания до достаточно простого уровня.

Профессором Г.М. Петрашенем было обосновано применение метода рядов при разработке теории колебания упругих [5] и неидеально-упругих тонких пластин [6], основанной на методе использования точных решений в преобразованиях. Данный метод был развит профессором И.Г. Филипповым [7] на случай вязкоупругих стержней и пластин. Дальнейшее развитие метод получил в работах проф. Х. Худойназарова применительно к цилиндрическим слоям и оболочкам, взаимодействующим с деформируемой средой [8], Р.И. Халмурадова и др. [9, 10] применительно к трехслойным пластинкам, а также Н.Мирзакобилова для трехслойных пластин симметричной структуры [11], О.О. Егорычева [12] и др. При этом некоторые результаты работы [12] совпадают с результатами [11]. В этих работах разработаны общие уравнения колебания стержней, пластин и цилиндрических оболочек с учетом реологических и анизотропных свойств. Из полученных уравнений, как частные случаи следуют уточненные уравнения типа Тимошенко и классические уравнения типа Кирхгофа, Кирхгофа – Лява, а также уравнения стержневой теории.

Данная статья посвящена выводу общих, а из них уточненных и приближенных уравнений колебания трехслойной вязкоупругой пластинки несимметричной структуры, а также решению задачи о собственных колебаниях трехслойной вязкоупругой пластинки на основе полученных уравнений колебания.

Постановка задачи. Рассмотрим трехслойную, бесконечную в плане, вязкоупругую пластинку. Предположим, что пластинка состоит из двух несущих слоев с толщинами h_1 и h_2 и срединного слоя толщиной. В том случае, когда пространство между несущими слоями заполнено более легким, т.е. менее жестким материалом, срединный слой называется заполнителем. При выводе уравнений колебания примем, что как пластинка в целом, так и каждый ее слой в отдельности строго подчиняются математической линейной теории вязкоупругости и в точной постановке описываются трехмерными ее уравнениями. Учитывая неограниченность размеров пластинки, в дальнейшем примем, что она находится в условиях плоской деформации [9]. Поэтому пластинку будем рассматривать в системе прямоугольных координат Oxz ось Ox по срединной линии поперечного сечения, а ось Oz – вверх, перпендикулярно оси Ox . Несущие слои пластинки назовем первым и вторым (в соответствии с их толщинами h_1 и h_2) слоями, а срединный слой – нулевым.

Пусть λ_m, μ_m, ρ_m ($m=0, 1, 2$) – упругие коэффициенты и объемные плотности слоев. Вязкоупругие характеристики материалов слоев описываются интегральными операторами

$$R_{1m}(\zeta) = \lambda_m \left[\zeta(t) - \int_0^t K_{1m}(t-\tau)\zeta(\tau)d\tau \right]; \quad R_{2m}(\zeta) = \mu_m \left[\zeta(t) - \int_0^t K_{2m}(t-\tau)\zeta(\tau)d\tau \right],$$

где виды ядер $K_{1m}(\tau), K_{2m}(\tau)$ зависят от свойств материалов слоев. Зависимости напряжений от деформаций в точках изотропных слоев пластинки описываются линейными операторами в виде Больцмановских интегральных соотношений [7]

$$\sigma_{ii}^{(m)} = R_{1m}(\varepsilon^m) + 2R_{2m}(\varepsilon_{ii}^m); \quad \sigma_{ij}^{(m)} = R_{2m}(\varepsilon_{ij}^m); \quad (i \neq j).$$

(по i нет суммирования).

В случае плоской деформации перемещения точек слоев равны

$$\vec{U}^m = U_m \vec{i} + W_m \vec{k}, \quad U_m = U_m(x, z, t); \quad W_m = W_m(x, z, t); \quad (1)$$

где \vec{i}, \vec{k} – единичные векторы осей координат. В этом случае введением компонент векторов перемещений (1) по формулам [6]

$$U_m = \frac{\partial \varphi_m}{\partial x} - \frac{\partial \psi_m}{\partial z}; \quad W_m = \frac{\partial \varphi_m}{\partial z} + \frac{\partial \psi_m}{\partial x} \quad (m = 0, 1, 2) \quad (2)$$

уравнения движения точек составляющих пластинку слоев в декартовой системе легко привести к волновым уравнениям

$$R_m(\Delta \varphi_m) = \rho_m \ddot{\varphi}_m; \quad R_{2m}(\Delta \psi_m) = \rho_m \ddot{\psi}_m; \quad R_m = R_{1m} + 2R_{2m}. \quad (3)$$

Здесь φ_m и ψ_m – некоторые потенциальные функции, подлежащие определению; Δ – двухмерный оператор Лапласа в системе координат (x, z) .

Поперечные колебания пластинки возбуждаются при граничных условиях

$$\sigma_{zz}|_{z=\pm h_i^*} = \pm f_1(x, t); \quad \tau_{xz}|_{z=\pm h_i^*} = f_2(x, t); \quad \tau_{yz}|_{z=\pm h_i^*} = 0 \quad h_i^* = h_0 + h_i, (i = 1, 2), \quad (4)$$

где функции $f_1(x, t)$ и $f_2(x, t)$ – антисимметричные части функции внешних динамических нагрузок. Кроме того, на поверхностях срединного слоя должны выполняться динамические и кинематические условия

$$\text{при } z = \pm h_0 \quad \sigma_{zz}^{(0)} = \sigma_{zz}^{(i)}; \quad \tau_{xz}^{(0)} = \tau_{xz}^{(i)}; \quad \tau_{yz}^{(0)} = 0. \quad (5)$$

и

$$u_0 = u_i; \quad w_0 = w_i; \quad i = \begin{cases} 1, & \text{при } z = h_0 \\ 2, & \text{при } z = -h_0 \end{cases} \quad (6)$$

Начальные условия задачи считаются нулевыми.

При задании компонент перемещений в виде (2) напряжения задаются выражениями

$$\sigma_{xx}^{(m)} = R_{1m}(\Delta \varphi_m) + 2R_{2m} \left(\frac{\partial^2 \varphi_m}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \psi_m}{\partial x \partial z} \right); \quad \sigma_{zz}^{(m)} = R_{1m}(\Delta \varphi_m) + 2R_{2m} \left(\frac{\partial^2 \varphi_m}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi_m}{\partial x \partial z} \right);$$

$$\sigma_{xz}^{(m)} = R_{2m} \left(2 \frac{\partial^2 \varphi_m}{\partial x \partial z} - \frac{\partial^2 \psi_m}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \psi_m}{\partial x^2} \right). \quad (7)$$

Вывод уравнений колебания. Для решения поставленной задачи функции внешних воздействий из (4) представим в виде [5]

$$f_1(x, t) = \int_0^\infty \frac{\sin kx}{-\cos kx} \left. \right\} dk \int_{(l)} \tilde{f}_1(k, p) e^{pt} dp, \quad f_2(x, t) = \int_0^\infty \frac{\cos kx}{\sin kx} \left. \right\} dk \int_{(l)} \tilde{f}_2(k, p) e^{pt} dp, \quad (8)$$

где $\tilde{f}_1(k, p)$, $\tilde{f}_2(k, p)$ – функции, регулярные при $\text{Re } p \geq 0$, имеющие конечное число полюсов, принимающие произвольные значения внутри некоторой области $\Omega(k, p)$, содержащей промежуток $(-i\omega_0, i\omega_0)$ мнимой оси, убывающие при $p \rightarrow \mp i\infty$ не медленнее, чем $|p|^{-n_0}$, где $n_0 \gg 1$, и такие, что вне $\Omega(k, p)$ их значения пренебрежимо малы. Кроме того, функции $\tilde{f}_1(k, p)$ и $\tilde{f}_2(k, p)$ – аналитические, принимающие произвольные значения в промежутки $(0, k_0)$, убывающие при $k \rightarrow \infty$, как k^{-n_0} , и пренебрежимо малые при $k > k_0$; (l) –контур $\text{Re } p = \nu > 0$ на комплексной плоскости (p) , оставляющего область $\Omega(k, p)$ правее себя.

В соответствии с принятыми представлениями для функции внешних воздействий потенциальные функции $\varphi_m(x, y, z)$ и $\psi_m(x, y, z)$ также представим в виде (8), подстановка которых в (3) дает обыкновенные дифференциальные уравнения Бесселя относительно преобразованных по (8) функций $\tilde{\varphi}_m(z, k, p)$ и $\tilde{\psi}_m(z, k, p)$

$$\frac{d^2 \tilde{\varphi}_m}{dz^2} - \alpha_m^2 \tilde{\varphi}_m = 0; \quad \frac{d^2 \tilde{\psi}_m}{dz^2} - \beta_m^2 \tilde{\psi}_m = 0 \quad (m = 0, 1, 2) \quad (9)$$

где

$$\alpha_m^2 = k^2 + \rho_m p^2 \tilde{R}_m^{-1}; \quad \tilde{R}_m = (\lambda_m + 2\mu_m) [1 - \tilde{K}_m(p)]; \quad \beta_m^2 = k^2 + \rho_m p^2 \tilde{R}_{2m}^{-1};$$

$$\tilde{R}_{2m}^{-1} = \mu_m [1 - \tilde{K}_{2m}(p)]; \quad \tilde{K}_{im}(p) = \int_0^\infty K_{im}(\tau) e^{-p\tau} dt; \quad \tilde{K}_m(p) = \frac{1}{\lambda_m + 2\mu_m} [\lambda_m \tilde{K}_{1m}(p) + 2\mu_m \tilde{K}_{2m}(p)]$$

$\arg \alpha = \arg \beta = 0$, при $\rho > 0$. Как известно, общие решения уравнений (9) имеют вид

$$\tilde{\varphi}_m(z, k, p) = A_m^{(1)}(k, p) ch \alpha_m z + A_m^{(2)}(k, p) sh \alpha_m z; \quad \tilde{\psi}_m(z, k, p) =$$

$$= B_m^{(1)}(k, p) sh \beta_m z + B_m^{(2)}(k, p) ch \beta_m z \quad (m = 0, 1, 2). \quad (10)$$

В случае антисимметричных воздействий в граничных условиях (4) $f_i = -f_i$, что влечет за собой то, что в общих решениях следует полагать

$$A_m^{(1)} = 0, \quad B_m^{(1)} = 0 \quad (m = 0, 1, 2).$$

Тогда решениями уравнений (9) в случае продольных колебаний пластины будут

$$\tilde{\varphi}_m(z, k, p) = A_m^{(2)}(k, p) sh(\alpha_m z); \quad \tilde{\psi}_m(z, k, p) = B_m^{(2)}(k, p) ch(\beta_m z), \quad (m = 0, 1, 2). \quad (11)$$

Перемещения U_m и W_m также представим в виде (8), подставив которые вместе с представлениями потенциальных функций в выражение перемещений (2), для преобразованных функций \tilde{U}_m и \tilde{W}_m получим

$$\tilde{U}_m = k \tilde{\varphi}_m - \frac{\partial}{\partial z} \tilde{\psi}_m, \quad \tilde{W}_m = \frac{\partial}{\partial z} \tilde{\varphi}_m - k \tilde{\psi}_m. \quad (12)$$

Разложив в степенные ряды гиперболические функции в выражениях, получим \tilde{U}_m и \tilde{W}_m подстановкой решений (11) в (12). Далее в качестве искомым функций примем главные части преобразованных перемещений \tilde{U}_0 и \tilde{W}_0 такой поверхности срединного слоя пластинки, расстояние от поверхности $z=0$ которой равно $\xi = \text{const}$, где $\xi \neq 0$ – число, удовлетворяющее неравенству $-h \leq \xi \leq h_0$. Для этого в упомянутых разложениях ограничимся нулевым приближением и примем $z = \xi$, $m=0$. Тогда, введя обозначения $\tilde{U}_0^{(0)}$ и $\tilde{W}_0^{(0)}$ для главных частей преобразованных перемещений, получим

$$(\beta_0^2 - k^2) B_0^{(2)} = k \tilde{W}_0^{(0)} - \frac{1}{\xi} \tilde{U}_0^{(0)}; \quad \alpha_0 (\beta_0^2 - k^2) A_0^{(2)} = \beta_0^2 \tilde{W}_0^{(0)} - \frac{k}{\xi} \tilde{U}_0^{(0)}. \quad (13)$$

Введем обозначения

$$Q_m^{(n)} = (\alpha_m^{2n} - \beta_m^{2n}) / (\alpha_m^2 - \beta_m^2), \quad q_m = 1 - L_m M_m^{-1}, \quad (14)$$

где $Q_m^{(0)} = 0$, $Q_m^{(1)} = 1$, $Q_m^{(2)} = \alpha_m^2 + \beta_m^2$, $m = 0, 1, 2$; $n = 0, 1, 2, \dots$

Подставляя (13) в разложения преобразованных перемещений при $m=0$ с учетом (14), получим

$$\left. \begin{aligned} \tilde{U}_0 &= \sum_{n=0}^{\infty} \left[k q_0 Q_0^{(n)} \left(\frac{k}{\xi} \tilde{U}_0^{(0)} - \beta_0^2 \tilde{W}_0^{(0)} \right) - \frac{\beta_0^{2n}}{\xi} \tilde{U}_0^{(0)} \right] \frac{z^{2n+1}}{(2n+1)!}; \\ \tilde{W}_0 &= \sum_{n=0}^{\infty} \left[q_0 Q_0^{(n)} \left(\frac{k}{\xi} \tilde{U}_0^{(0)} - \beta_0^2 \tilde{W}_0^{(0)} \right) + \beta_0^{2n} \tilde{W}_0^{(0)} \right] \frac{z^{2n}}{(2n)!} \end{aligned} \right\} \quad -h_0 \leq z \leq h_0. \quad (15)$$

Подставляя решения (11) в контактные условия (6), при $z=h_0$ получим уравнения

$$\begin{aligned} kA_0^{(2)}sh\alpha_0h_0 - \beta_0B_0^{(2)}sh\beta_0h_0 &= kA_1^{(2)}sh\alpha_1h_0 - \beta_1B_1^{(2)}sh\beta_1h_0; \\ \alpha_0A_0^{(2)}ch\alpha_0h_0 - kB_0^{(2)}ch\beta_0h_0 &= \alpha_1A_1^{(2)}ch\alpha_1h_0 - kB_1^{(2)}ch\beta_1h_0, \end{aligned} \quad (16)$$

которые составляют систему двух алгебраических уравнений относительно двух неизвестных $A_1^{(2)}$ и $B_1^{(2)}$. Решив эту систему, получим

$$\begin{aligned} A_1^{(2)} &= \frac{1}{(\beta_0^2 - k^2)\Delta_1^0} \left[\left(\frac{\beta_0^2}{\alpha_0} \Delta_{11}^0 + k\Delta_{12}^0 \right) \tilde{W}_0^{(0)} - \frac{1}{\xi} \left(\frac{k}{\alpha_0} \Delta_{11}^0 + \Delta_{12}^0 \right) \tilde{U}_0^{(0)} \right]; \\ B_1^{(2)} &= \frac{1}{(\beta_0^2 - k^2)\Delta_1^0} \left[\left(\frac{\beta_0^2}{\alpha_0} \Delta_{21}^0 + k\Delta_{22}^0 \right) \tilde{W}_0^{(1)} - \frac{1}{\xi} \left(\frac{k}{\alpha_0} \Delta_{21}^0 + \Delta_{22}^0 \right) \tilde{U}_0^{(0)} \right], \end{aligned} \quad (17)$$

где

$$\begin{aligned} \Delta_{11}^0 &= \alpha_0\beta_1sh(\beta_1h_0)ch(\alpha_0h_0) - k^2sh(\alpha_0h_0)ch(\beta_1h_0); \quad \Delta_{12}^0 = k[\beta_0sh(\beta_0h_0)ch(\beta_1h_0) - \beta_1sh(\beta_1h_0)ch(\beta_0h_0)]; \\ \Delta_{21}^0 &= k[\alpha_0ch(\alpha_0h_0)sh(\alpha_1h_0) - \alpha_1sh(\alpha_0h_0)ch(\alpha_1h_0)]; \quad \Delta_{22}^0 = \alpha_1\beta_0sh(\beta_0h_0)ch(\alpha_1h_0) - k^2sh(\alpha_1h_0)ch(\beta_0h_0); \\ \Delta_1^0 &= \alpha_1\beta_1sh(\beta_1h_0)ch(\alpha_1h_0) - k^2sh(\alpha_1h_0)ch(\beta_1h_0). \end{aligned}$$

С другой стороны, подставляя решения (11) в контактные условия (6) при $z=-h_0$, получим систему

$$\begin{aligned} kA_0^{(2)}sh\alpha_0h_0 - \beta_0B_0^{(2)}sh\beta_0h_0 &= kA_2^{(2)}sh\alpha_2h_0 - \beta_2B_2^{(2)}sh\beta_2h_0; \\ \alpha_0A_0^{(2)}ch\alpha_0h_0 - kB_0^{(2)}ch\beta_0h_0 &= \alpha_2A_2^{(2)}ch\alpha_2h_0 - kB_2^{(2)}ch\beta_2h_0. \end{aligned}$$

Отсюда будем иметь

$$\begin{aligned} A_2^{(2)} &= \frac{1}{(\beta_0^2 - k^2)\Delta_2^0} \left[\left(\frac{\beta_0^2}{\alpha_0} \Delta_{31}^0 + k\Delta_{32}^0 \right) \tilde{W}_0^{(0)} - \frac{1}{\xi} \left(\frac{k}{\alpha_0} \Delta_{31}^0 + \Delta_{32}^0 \right) \tilde{U}_0^{(0)} \right]; \\ B_2^{(2)} &= \frac{1}{(\beta_0^2 - k^2)\Delta_2^0} \left[\left(\frac{\beta_0^2}{\alpha_0} \Delta_{41}^0 + k\Delta_{42}^0 \right) \tilde{W}_0^{(0)} - \frac{1}{\xi} \left(\frac{k}{\alpha_0} \Delta_{41}^0 + \Delta_{42}^0 \right) \tilde{U}_0^{(0)} \right], \end{aligned} \quad (18)$$

где $\Delta_2^0 = \alpha_2\beta_2sh(\beta_2h_0)ch(\alpha_2h_0) - k^2sh(\alpha_2h_0)ch(\beta_2h_0)$;

$$\begin{aligned} \Delta_{31}^0 &= \alpha_0\beta_2sh(\beta_2h_0)ch(\alpha_0h_0) - k^2sh(\alpha_0h_0)ch(\beta_2h_0); \quad \Delta_{32}^0 = k[\beta_0sh(\beta_0h_0)ch(\beta_2h_0) - \beta_2sh(\beta_2h_0)ch(\beta_0h_0)]; \\ \Delta_{41}^0 &= k[\alpha_0sh(\alpha_2h_0)ch(\alpha_0h_0) - \alpha_2sh(\alpha_0h_0)ch(\alpha_2h_0)]; \quad \Delta_{42}^0 = \alpha_2\beta_0sh(\beta_0h_0)ch(\alpha_2h_0) - k^2sh(\alpha_2h_0)ch(\beta_0h_0). \end{aligned}$$

Представим напряжения $\sigma_{xz}^{(m)}$, как в (8). Тогда для преобразованных величин $\tilde{\sigma}_{xz}^{(m)}$ в соответствии с формулами для напряжений (7) будем иметь

$$\begin{aligned} \tilde{\sigma}_{xz}^{(m)}(z, k, p) &= M_m \left[\left(2k \frac{\partial}{\partial z} \tilde{\varphi}_m(z, k, p) - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \tilde{\psi}_m(z, k, p) - k^2 \tilde{\psi}_m(z, k, p) \right) \right]; \\ \tilde{\sigma}_{zz}^{(m)}(z, k, p) &= L_{1m} \left(-k^2 \tilde{\varphi}_m(z, k, p) + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \tilde{\varphi}_m(z, k, p) \right) + 2M_m \left(\frac{\partial^2}{\partial z^2} \tilde{\varphi}_m(z, k, p) - k \frac{\partial}{\partial z} \tilde{\psi}_m(z, k, p) \right). \end{aligned} \quad (19)$$

С учетом (19) и (8) граничные условия (4) можно записать как

$$\begin{aligned} \tilde{R}_{2m} (2k\alpha_m A_m^{(2)} ch(\alpha_m z) - (\beta_m^2 + k^2) B_m^{(2)} ch(\beta_m z)) &= \tilde{f}_2(k, p); \\ \tilde{R}_{1m} (\alpha_m^2 - k^2) A_m^{(2)} sh(\alpha_m z) + 2\tilde{R}_{2m} (\alpha_m^2 A_m^{(2)} sh(\alpha_m z) - k\beta_m B_m^{(2)} sh(\beta_m z)) &= \tilde{f}_1(k, p). \end{aligned} \quad (20)$$

Учитывая (20) и в соответствии с указанными соображениями относительно граничных условий, в первом уравнении системы (20) положим $m=1$, а во втором $m=2$. Получим

$$\begin{aligned} \tilde{R}_{21} (2k\alpha_1 A_1^{(2)} ch(\alpha_1(h_0 + h_1)) - (\beta_1^2 + k^2) B_1^{(2)} ch(\beta_1(h_0 + h_1))) &= \tilde{f}_2(k, p); \\ \tilde{R}_{12} (\alpha_2^2 - k^2) A_2^{(2)} sh(\alpha_2(h_0 + h_2)) + 2\tilde{R}_{22} (\alpha_2^2 A_2^{(2)} sh(\alpha_2 z) - k\beta_2 B_2^{(2)} sh(\beta_2(h_0 + h_2))) &= \tilde{f}_1(k, p). \end{aligned} \quad (21)$$

Подставляя постоянные $A_1^{(2)}$, $B_1^{(2)}$, $A_2^{(2)}$, $B_2^{(2)}$ в (21) по формулам (17) и (18) и разлагая в ряды по степеням координаты z тригонометрические функции в левых частях (21) и обратив полученную таким образом систему уравнений, будем иметь общие уравнения поперечных колебаний трехслойной пластинки. Эти уравнения имеют бесконечно высокие порядки по производным. Предположим, что выполнены условия усечения бесконечных рядов, указанных в работе [12] и ограничимся нулевым или первым членами разложений. В результате получим следующие уравнения колебаний трехслойной пластинки для решения прикладных задач колебания трехслойных пластин:

$$\begin{aligned} &\left[A_{11} \frac{\partial^4}{\partial t^4} - A_{12} \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial t^2} + A_{13} \frac{\partial^4}{\partial x^4} + A_{14} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - A_{15} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right] W_0^{(0)} + \frac{1}{\xi} \left[A_{16} \frac{\partial^4}{\partial t^4} - A_{17} \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial t^2} + A_{18} \frac{\partial^4}{\partial t^4} + A_{19} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \right. \\ &\left. - A_{110} \frac{\partial^2}{\partial x^2} + A_{111} \right] \frac{\partial u_0^{(0)}}{\partial x} = \frac{1}{h_0 + h_1} \left[A_{112} \frac{\partial^4}{\partial t^4} - A_{113} \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial t^2} + A_{114} \frac{\partial^4}{\partial x^4} + A_{115} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - A_{116} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right] \tilde{R}_{21} f_2; \\ &\left[N_{21} \frac{\partial^4}{\partial t^4} - N_{22} \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial t^2} + N_{23} \frac{\partial^4}{\partial x^4} + N_{24} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - N_{25} \frac{\partial^2}{\partial x^2} + 1 \right] \frac{\partial}{\partial x} W_0^{(0)} + \frac{1}{\xi} \left[N_{26} \frac{\partial^4}{\partial t^4} + N_{27} \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial t^2} - N_{28} \frac{\partial^4}{\partial x^4} + \right. \\ &\left. + N_{29} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - N_{210} \frac{\partial^2}{\partial x^2} + 1 \right] U_0^{(0)} = \left[N_{211} \frac{\partial^4}{\partial t^4} - N_{212} \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial t^2} + N_{213} \frac{\partial^4}{\partial x^4} + N_{214} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - N_{215} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right] \tilde{R}_{12} f_1, \end{aligned}$$

где постоянные перед производными определяются, например, как

$$A_{11} = \frac{1}{2} \frac{1}{b_0^2 b_1^2} h_0^2 (1 - q_0)(1 - q_1)^2 + \frac{1}{6} \frac{1}{b_1^4} h_0^2 (1 - q_1)^2 + \frac{1}{12} \frac{1}{b_0^2 b_1^2} h_0^4 (1 - q_0)(1 - q_1)^2 + \frac{1}{6} \frac{1}{a_1^2 b_1^2} (h_0 + h_1)^2 (1 - q_1)^2;$$

$$\begin{aligned} N_{21} &= \frac{1}{12} \frac{1}{a_2^2 b_2^2} h_0^2 (h_0 + h_2)^2 - \frac{1}{4} \frac{1}{b_0^2 b_2^2} h_0^2 (h_0 + h_2)^2 (1 - q_0) q_2 + \frac{1}{4} \frac{1}{b_0^2 b_2^2} h_0^2 (h_0 + h_2)^2 (1 - q_0)(1 - q_2) - \\ &\quad - \frac{1}{12} \frac{1}{b_0^2 b_2^2} h_0^2 (h_0 + h_2)^2 (1 - q_0) + \frac{1}{6} \frac{1}{b_0^2 b_2^2} h_0^4 (1 - q_0). \end{aligned}$$

Аналогично на основании выражений (15) и (19) можно вывести формулы для всех компонент вектора перемещений и тензора напряжений через введенные главные части промежуточной поверхности срединного слоя.

Таким образом:

- разработана теория вязкоупругих трехслойных пластин при нестационарных поперечных колебаниях, построенная из общих уравнений трехмерной теории вязкоупругости в преобразованиях, без введения гипотез и предпосылок;

- разработанная теория позволяет вычислить все компоненты вектора перемещений и тензора напряжений в сечениях пластинки в целом и всех слоев через введенные главные части промежуточной поверхности срединного слоя;

- полученные общие уравнения колебания позволяют получить приближенные уточненные уравнения типа Тимошенко и классические уравнения типа Кирхгоффа, которые могут быть применены для решения прикладных задач инженерной практики.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Григолюк Э.И., Селезов И.Т. Неклассические теории колебаний стержней, пластин и оболочек // Итоги науки и техники. Сер. «Механика деформируемых твердых тел». М.: ВИНТИ, 1973. Т. 5. – 272 с.
- [2] Grigoliuk E.I., Kulikov G.M. Generalized model of the mechanics of thin-walled structures made of composite materials // Mechanics of Composite Materials. Vol. 24. 1988. Issue 4. P. 537 – 543.
- [3] Димитриенко Ю.И., Губарева Е.А., Яковлев Д.О. Асимптотическая теория вязкоупругости многослойных тонких композитных пластин // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 10. С. 359 – 382.

- [4] Пискунов В. Г., Рассказов А. О. Развитие теории слоистых пластин и оболочек // Прикладная механика. 2002. Т. 38. № 2. С. 22 – 56.
- [5] Петрашень Г. И. Проблемы инженерной теории колебаний вырожденных систем // Исследования по упругости и пластичности. Л.: Изд-во ЛГУ. 1966. №5. С. 3 – 33.
- [6] Петрашень Г. И., Хинен Э. В. Об инженерных уравнениях колебаний неидеально-упругих пластин // Труды МИАН. Л.: Наука. 1968. Т. 95. С. 151 – 183.
- [7] Филиппов И. Г., Чебан В. Г. Математическая теория колебаний упругих и вязкоупругих пластин и стержней. Кишинев: Штиинца, 1988. – 188 с.
- [8] Худойназаров Х. Х. Нестационарное взаимодействие цилиндрических оболочек и стержней с деформируемой средой. Ташкент: Изд-во медлит. им. Абу Али Ибн Сины, 2003. – 325 с.
- [9] Холмурадов Р. И., Худойназаров Х., Худойбердиев З. Б. Нестационарные колебания трёхслойной вязкоупругой пластинки // Научный вестник СамГУ. 2018. № 1. С. 30 – 39.
- [10] Холмурадов Р. И., Худойназаров Х., Худойбердиев З. Б. Свободные колебания упругой трехслойной пластинки // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2017. № 2 – 3. С. 46 – 53.
- [11] Мирзакобилов Н. Х. Колебания трехслойных пластин частного вида: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1992. – 139 с.
- [12] Егорычев О. А., Егорычев О. О. Краевые задачи колебания пластин. М.: МГСУ, 2010. – 167 с.

Самаркандский государственный университет

Дата поступления
30.04.2018

Х. Худойназаров, В.А. Скрипняк Ш. Яхшибоев. Уч қатламли қовушқоқ-эластик пластинканинг ностационар кўндаланг тебранишлари

Қовушқоқ-эластик чизиқли алмаштиришлар қўлланилган тенгламаларнинг аниқ ечимлари асосида уч қатламли, планда чексиз пластинканинг ностационар кўндаланг тебранишлари назарияси ишлаб чиқилган. Дунда қаралаётган фазовий масала текис масалага келтирилган. Тебранишлар тенгламалари иккита, пластинка ўрта қатламининг бирор “оралиқ” сирти бўйлама ва кўндаланг кўчишлари бош қисмлари бўлган, ёрдамчи функцияларга нисбатан ёзилган. Кирилган ёрдамчи функциялар қийматлари бўйича, кўчишлар ва кучланишлар майдонларини берилган аниқликда бир қийматли ҳисоблаш имконини берувчи формулалар чиқарилган.

Kh. Khudoynazarov, V.A. Skripnyak. Sh. Yaxshiboyev. Nonstationary transverse vibrations of a three-layered viscoelastic plate

On the basis of exact solutions of the equations of the linear theory of viscoelasticity, a theory of nonstationary transverse oscillations of an infinite plate in planar form was developed in the transformations. The oscillation equations are written with respect to two auxiliary functions, which are the main parts of the longitudinal and transverse displacements of a certain "intermediate" surface of the middle layer of the plate. Formulas are derived that allow one to compute the displacement and stress fields in an arbitrary section of the plate uniquely with a given accuracy over the field of the auxiliary functions introduced.

УДК 532.546

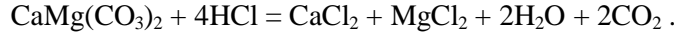
В.Ф. БУРНАШЕВ, Б.Х. ХУЖАЁРОВ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КИСЛОТНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПРИЗАБОЙНУЮ ЗОНУ ПЛАСТА НЕФТЯНЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ С КАРБОНАТНЫМИ ТРЕЩИНОВАТО-ПОРИСТЫМИ КОЛЛЕКТОРАМИ

Математическому моделированию кислотного воздействия на нефтесодержащие пласты посвящен ряд работ [1 – 4], рассматривающих перенос активной примеси, растворяющей породу, в однородной жидкости (воде) в рамках модели однофазной многокомпонентной фильтрации. В [5] рассматривается вытеснение нефти водным раствором кислоты в окрестности скважины и трещины гидравлического разрыва с учетом двухфазного характера течения. Учитывается кинетика процесса растворения карбонатной породы кислотой. Исследуются продвижение кислоты и изменение фильтрационных характеристик пласта в ходе нагнетания реагента. Аналогичная модель двухфазной фильтрации использована при исследовании вытеснения нефти водным раствором кислоты в окрестности горизонтальной скважины [6]. Показано, что после кислотного воздействия неравномерность распределения притока вдоль горизонтального ствола увеличивается. В [7] сопоставляются два подхода к определению оптимальных условий обработки призабойной зоны скважины в карбонатном пласте: лабораторные исследования и математическое моделирование

процесса в рамках механики многокомпонентной фильтрации с использованием осредненных величин фильтрационно-емкостных параметров. В [8] рассматривается задача о воздействии соляной кислоты на слоисто-неоднородный пласт. Для описания изменения фильтрационно-емкостных свойств пористой среды используется модель в виде пучка цилиндрических капилляров различных радиусов. На основе экспериментов в [9] построена модель кислотного растворения карбонатной матрицы с учетом возможного осадконакопления.

Общий вид химической реакции взаимодействия соляной кислоты с карбонатом имеет вид



Процесс кислотного воздействия на призабойную зону пласта (ПЗП) описывается уравнениями сохранения массы компонент и фаз, учитывающими растворение породы. В процессе фильтрации в нефте-водонасыщенной трещиновато-пористой среде участвуют водная фаза, состоящая из кислотной, солевой, газовой и собственно водной компонент, и нефтяная фаза. Газ полностью растворяется в воде и ввиду его малой концентрации в модели не учитывается. В отдельную фазу, не принимающую участия в фильтрации, выделяется порода (скелет трещиновато-пористой среды). Порода полностью растворяется кислотой. Капиллярные силы не учитываются.

Для математического описания движения жидкостей в трещиновато-пористой среде вводим два понятия скорости фильтрации – скорость фильтрации в системе трещин $v^{(1)}$ и скорость фильтрации в системе блоков $v^{(2)}$; два давления – давление в системе трещин $p^{(1)}$ и давление в блоках $p^{(2)}$, как это сделано в работе [10]. Обмен жидкостью между обеими средами, т.е. между пористыми блоками и трещинами, обусловлен различием давлений в этих средах.

С учетом вышеизложенного математическую модель кислотной обработки призабойной зоны трещиновато-пористого нефтяного пласта с карбонатным коллектором можно представить в виде уравнений.

Уравнение сохранения массы кислотной компоненты, внедряемой в пласт, имеет следующий вид:

$$\frac{\partial}{\partial t} (m^{(i)} \rho_a c_a^{(i)} S_w^{(i)}) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_a c_a^{(i)} V_w^{(i)}) = -J_a^{(i)} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho_a D^{(i)} m^{(i)} \frac{\partial}{\partial x} (c_a^{(i)} S_w^{(i)}) \right) + (-1)^{i-1} q_a , \quad (1)$$

где $J_a^{(i)} = M_a a_v^{(i)} R_a^{(i)}$ – масса кислоты, израсходованной в единицу времени в единице объема;

$R_a^{(2)} = E_f \left(\frac{c_a^{(2)} \rho_a}{M_a} \right)$ – скорость химической реакции; $E_f = E_f^0 \exp \left(-\frac{\Delta E}{RT} \right)$ – константа скорости реакции,

определяемая соотношением Аррениуса (ΔE – энергия активации; R – газовая постоянная);

M_a – молекулярный вес кислоты; $V_w^{(i)}$ – скорость фильтрации водной фазы; $m^{(i)}$ – пористость;

ρ_a – истинная плотность кислоты; $c_a^{(i)}$ – массовая концентрация кислоты; $S_w^{(i)}$ – насыщенность порового пространства водным раствором; $D^{(i)}$ – коэффициент молекулярной диффузии; t – время;

$\alpha_v^{(i)} = s^{(i)} / v^{(i)}$ – удельная поверхность реакции; $s^{(i)}$ – площадь поверхности реакции; $v^{(i)}$ – объем ПЗП;

$q_a = \rho_a (c_a^{(1)} + c_a^{(2)}) \alpha_w (p^{(2)} - p^{(1)})$ – массовая скорость обмена кислотой между пористыми

блоками и системой трещин; $\alpha_w = K^{(2)} a_v^{(2)2} / \mu_w$ – коэффициент, характеризующий интенсивность

обмена водного раствора между системами блоков и трещин; μ_w – вязкость водного раствора;

$p^{(i)}$ – давление; $i=1, 2, 1$ – трещины; 2 – пористые блоки.

Уравнение сохранения массы соли хлористого кальция, растворенной в воде, образующейся в результате химической реакции, имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial t} (m^{(i)} \rho_{sc} c_{sc}^{(i)} S_w^{(2)}) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_{sc} c_{sc}^{(i)} V_w^{(i)}) = J_{sc}^{(i)} + (-1)^{i-1} q_{sc} , \quad (2)$$

где $J_{sc}^{(i)} = \gamma_{sc}^{(i)} J_a^{(i)}$ – масса соли хлористого кальция, возникшей в результате реакции в единицу

времени в единице объема; $\gamma_{sc}^{(i)}$ – отношение участвующих в реакции молярных весов соли хлористого

кальция и кислоты; $c_{sc}^{(i)}$ – концентрация соли хлористого кальция; ρ_{sc} – плотность соли

хлористого кальция; $q_{sc} = \rho_{sc}(c_{sc}^{(1)} + c_{sc}^{(2)})\alpha_w(p^{(2)} - p^{(1)})$ – массовая скорость обмена соли хлористого кальция между пористыми блоками и системой трещин.

Уравнение сохранения массы соли хлористого магния, растворенной в воде, образующейся в результате химической реакции,

$$\frac{\partial}{\partial t}(m^{(i)}\rho_{sm}c_{sm}^{(i)}S_w^{(i)}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_{sm}c_{sm}^{(i)}V_w^{(i)}) = J_{sm}^{(i)} + (-1)^{i-1}q_{sm}, \quad (3)$$

где $J_{sm}^{(i)} = \gamma_{sm}^{(i)}J_a^{(i)}$ – масса соли хлористого магния, возникшей в результате реакции в единицу времени в единице объема; $\gamma_{sm}^{(i)}$ – отношение участвующих в реакции молярных весов соли хлористого магния и кислоты; $c_{sm}^{(i)}$ – концентрация соли хлористого магния; ρ_{sm} – плотность соли хлористого магния; $q_{sm} = \rho_{sm}(c_{sm}^{(1)} + c_{sm}^{(2)})\alpha_w(p^{(2)} - p^{(1)})$ – массовая скорость обмена соли хлористого магния между пористыми блоками и системой трещин.

Уравнение сохранения массы водной компоненты, образующейся в результате химической реакции и внедряемой в пласт,

$$\frac{\partial}{\partial t}(m^{(i)}\rho_w^0c_w^{(i)}S_w^{(i)}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_w^0c_w^{(i)}V_w^{(i)}) = J_w^{(i)0} + (-1)^{i-1}q_w^0, \quad (4)$$

где $J_w^{(i)0} = \gamma_w^{(i)}J_a^{(i)}$ – масса воды, возникшей в результате реакции в единицу времени в единице объема; $\gamma_w^{(i)}$ – отношение участвующих в реакции молярных весов воды и кислоты; $c_w^{(i)}$ – массовая концентрация воды; ρ_w^0 – плотность воды; $q_w^0 = \rho_w^0(c_w^{(1)} + c_w^{(2)})\alpha_w(p^{(2)} - p^{(1)})$ – массовая скорость обмена водой между пористыми блоками и системой трещин.

Уравнение сохранения массы углекислого газа, образующегося в результате химической реакции,

$$\frac{\partial}{\partial t}(m^{(i)}\rho_gc_g^{(i)}S_w^{(i)}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_gc_g^{(i)}V_w^{(i)}) = J_g^{(i)} + (-1)^{i-1}q_g, \quad (5)$$

где $c_g^{(i)}$ – концентрация углекислого газа в воде; ρ_g – истинная плотность углекислого газа; $J_g^{(i)} = \gamma_g^{(i)}J_a^{(i)}$ – масса углекислого газа, образованного в единицу времени в единице объема; $\gamma_g^{(i)}$ – отношение участвующих в реакции молярных весов углекислого газа и кислоты; $q_g = \rho_g(c_g^{(1)} + c_g^{(2)})\alpha_w(p^{(2)} - p^{(1)})$ – массовая скорость обмена углекислого газа между пористыми блоками и системой трещин.

Уравнение сохранения массы нерастворимых частиц породы, образующихся в результате химической реакции,

$$\frac{\partial}{\partial t}(m^{(i)}\rho_b c_b^{(i)} S_w^{(i)}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_b c_b^{(i)} V_w^{(i)}) = J_b^{(i)} + (-1)^{i-1} q_b, \quad (6)$$

где $c_b^{(i)}$ – концентрация нерастворимых частиц породы в воде; ρ_b – истинная плотность нерастворимых частиц породы; $J_b^{(i)} = \gamma_b^{(i)}J_a^{(i)}$ – масса нерастворимых частиц породы, образованных в единицу времени в единице объема; $\gamma_b^{(i)}$ – отношение участвующих в реакции молярных весов нерастворимых частиц породы и кислоты; $q_b = \rho_b(c_b^{(1)} + c_b^{(2)})\alpha_w(p^{(2)} - p^{(1)})$ – массовая скорость обмена нерастворимыми частицами породы между пористыми блоками и системой трещин.

Уравнение сохранения массы водной фазы

$$\frac{\partial}{\partial t}(m^{(i)}\rho_w^{(i)}S_w^{(i)}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_w^{(i)}V_w^{(i)}) = J_w^{(i)} + (-1)^{i-1}q_w, \quad (7)$$

где $J_w^{(i)} = -J_a^{(i)} + J_{sc}^{(i)} + J_{sm}^{(i)} + J_w^{(i)0} + J_b^{(i)} + J_g^{(i)}$, $\rho_w^{(i)} = c_A^{(i)}\rho_A + c_{sc}^{(i)}\rho_{sc} + c_{sm}^{(i)}\rho_{sm} + c_w^{(i)}\rho_w^0 + c_b^{(i)}\rho_b + c_g^{(i)}\rho_g$,

$$q_w = q_w^0 + q_a + q_{sc} + q_{sm} + q_b + q_g.$$

Уравнение сохранения массы нефтяной фазы

$$\frac{\partial}{\partial t}(m^{(i)} \rho_o S_o^{(i)}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_o V_o^{(i)}) = (-1)^{i-1} q_o, \quad (8)$$

где $S_o^{(i)}$ – насыщенность порового пространства нефтью; ρ_o – плотность нефти; $q_o = \rho_o \alpha_o (p^{(2)} - p^{(1)})$ – массовая скорость обмена нефтью между пористыми блоками и системой трещин; $\alpha_o = K^{(2)} a_v^{(2)2} / \mu_o$ – коэффициент, характеризующий интенсивность обмена нефтью между системами блоков и трещин; μ_o – вязкость нефти.

Уравнение сохранения массы скелета породы

$$\frac{\partial}{\partial t}((1 - m^{(2)} - m^{(1)}) \rho_m) = -J_m^{(1)} - J_m^{(2)}, \quad (9)$$

где $J_m^{(i)} = \gamma_m^{(i)} J_a^{(i)}$ – масса минерала, растворенного в единицу времени в единице объема; $\gamma_m^{(i)}$ – отношение участвующих в реакции молярных весов минерала и кислоты; ρ_m – истинная плотность породы.

Уравнение изменения положения фронта кислоты

$$\frac{dx_f^{(i)}}{dt} = \gamma_m^{(i)} \frac{\rho_a}{\rho_m} V_{fa}^{(i)} c_{fa}^{(i)}, \quad (10)$$

где $V_{fa}^{(i)}$ и $c_{fa}^{(i)}$ – скорость потока и концентрация кислоты на фронте кислоты.

Для скорости фильтрации фаз используется закон Дарси

$$V_w^{(i)} = -\frac{K^{(i)} k_w^{(i)}}{\mu_w} \frac{\partial p^{(i)}}{\partial x}, \quad V_o^{(i)} = -\frac{K^{(i)} k_o^{(i)}}{\mu_o} \frac{\partial p^{(i)}}{\partial x}, \quad (11)$$

где $K^{(i)}$, $k_w^{(i)}$, $k_o^{(i)}$ – абсолютная и относительные фазовые проницаемости воды и нефти.

Для вычисления абсолютной проницаемости используется следующая эмпирическая зависимость:

$$K^{(i)} = K_0^{(i)} \left(\frac{m^{(i)}}{m_0^{(i)}} \right)^{\eta^{(i)}}, \quad (12)$$

где $\eta^{(i)}$ – константы, определяемые по экспериментальным данным; $m_0^{(i)}$, $K_0^{(i)}$ – начальная пористость и абсолютная проницаемость.

Уравнение изменения удельной поверхности реакции принимается в виде

$$a_v^{(i)} = a_0^{(i)} \frac{(1 - m^{(2)} - m^{(1)})}{(1 - m_0^{(2)} - m_0^{(1)})}, \quad (13)$$

где $a_0^{(i)}$, $m_0^{(i)}$ – начальная удельная поверхность и пористость.

Добавля очевидные равенства

$$S_o^{(i)} + S_w^{(i)} = 1, \quad c_a^{(i)} + c_{sc}^{(i)} + c_{sm}^{(i)} + c_w^{(i)} + c_b^{(i)} + c_g^{(i)} = 1, \quad (14)$$

уравнения состояния примут следующий вид:

$$\rho_w^0 = \rho_w^0(p), \quad \rho_\alpha = \rho_\alpha(p), \quad \alpha = \{o, a, sc, sm, g, b\}; \quad (15)$$

зависимости для вязкостей

$$\mu_w = \mu_w(p), \quad \mu_o = \mu_o(p) \quad (16)$$

и относительных фазовых проницаемостей

$$k_o^{(i)} = \begin{cases} \frac{(1 - S_w^{(i)})}{(1 - S_{we}^{(i)})} & S_w^{(i)} > S_{we}^{(i)} \\ 1 & S_w^{(i)} \leq S_{we}^{(i)} \end{cases}, \quad k_w^{(i)} = \begin{cases} \frac{(S_w^{(i)} - S_{we}^{(i)})}{(1 - S_{we}^{(i)})} & S_w^{(i)} > S_{we}^{(i)} \\ 0 & S_w^{(i)} \leq S_{we}^{(i)} \end{cases}, \quad (17)$$

где $S_{we}^{(i)}$ – остаточная водонасыщенность.

Начальные условия

$$p^{(i)}(x,0)=p^{(i)0}, m^{(i)}(x,0)=m^{(i)0}, S_w^{(i)}(x,0)=S_w^{(i)0}, S_o^{(i)}(x,0)=S_o^{(i)0},$$

$$c_a^{(i)}(x,0)=c_a^{(i)0}, \alpha = \{a, sc, sm, g, b\}. \quad (18)$$

Граничные условия

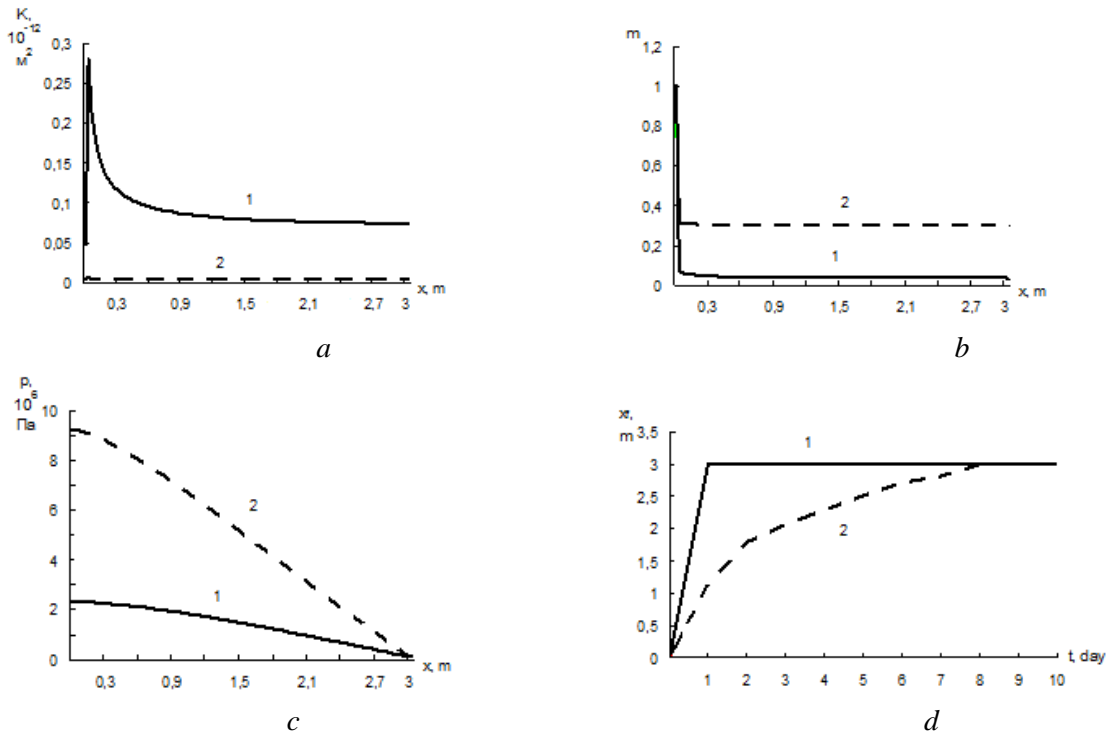
$$V_w^{(i)}(0,t)=V_w^{(i)c}(t), S_w^{(i)}(0,t)=1, S_o^{(i)}(0,t)=0, c_a^{(i)}(0,t)=c_a^{(i)c}(t),$$

$$\alpha = \{a, sc, sm, g, b\}, p^{(i)}(L,t)=p^{(i)0}, \left. \frac{\partial c_a^{(i)}}{\partial x} \right|_{x=L} = 0. \quad (19)$$

Тогда получим замкнутую систему уравнений (1) – (19), описывающих физико-химические процессы, происходящие в прискваженной зоне трещиновато-пористого нефтяного пласта при ее кислотной обработке.

Результаты численного расчета. Для решения задачи (1) – (19) используется метод «крупных частиц» [11]. Исследования влияния кислотного воздействия на ПЗП нефтяных месторождений с карбонатным коллектором с учетом трещиноватости породы проведены с использованием следующих значений параметров:

$\rho_a = 1190$ кг/м³, $\rho_{sc} = 1396$ кг/м³, $\rho_{sm} = 1396$ кг/м³, $\rho_g = 1.6$ кг/м³, $\rho_b = 2160$ кг/м³,
 $\rho_w^0 = 1111.6$ кг/м³, $\rho_m = 2160$ кг/м³, $\rho_o = 807.2$ кг/м³, $D = 10^{-8}$ м²/с, $\eta = 2$, $\alpha = 10$, $\gamma_{sc} = 0.76098$,
 $\gamma_{sm} = 0.65283$, $\gamma_w = 0.247051$, $\gamma_g = 0.603523$, $\gamma_b = 0.252877$, $\gamma_m = 1.011507$, $\mu_w = 1.768 \cdot 10^{-6}$ Па·с,
 $\mu_o = 807.2 \cdot 10^{-6}$ Па·с, $E_f^0 = 0.51 \cdot 10^{-6}$ м/с, $\Delta E = 86400$, $R = 8314$, $T = 373$ К, $a_0 = 0.3$ м⁻¹, $p^{(1)0} = p^{(2)0} = 0.1$ МПа,
 $c_w^{(1)0} = 1$, $c_w^{(2)0} = 1$, $S_o^{(1)0} = 0.8$, $S_o^{(2)0} = 0.8$, $V_w^c = 0.135493 \cdot 10^{-5}$ м/с, $c_a^{(1)c} = 0.15$, $c_w^{(1)c} = 0.85$, $c_a^{(2)c} = 0.15$,
 $c_w^{(2)c} = 0.85$, $L = 3$ м, $t = 2592000$ с, $K_0^{(1)} = 0.048 \cdot 10^{-12}$ м², $K_0^{(2)} = 0.0048 \cdot 10^{-12}$ м², $m_0^{(1)} = 0.03$, $m_0^{(2)} = 0.3$.



Результаты численных расчетов при закачке раствора кислоты в ПЗП нефтяных месторождений с карбонатным коллектором с учетом трещиноватости породы: *a* – изменение проницаемости; *b* – изменение пористости; *c* – распределение давления; *d* – положение фронта течения кислоты; *1* – трещины; *2* – пористые блоки

На рисунке представлены некоторые результаты численных расчетов при закачке раствора кислоты в ПЗП. Их анализ показывает, что изменения абсолютной проницаемости, пористости, давления и концентрации кислоты в пористых блоках и трещинах существенно различаются как по величине, так и по простиранию (см. рисунок, *a, d*). Наиболее существенные изменения происходят в трещинах. Это связано с тем, что из-за относительно малой проницаемости пористых блоков большая часть нагнетаемой кислоты поступает в трещины. В результате этого давление в окрестности нагнетаемой скважины в трещинах намного ниже, чем в пористых блоках (см. рисунок, *c*). При этом уже через 2 суток фронт кислоты в трещинах достигает границы ПЗП, т.е. основная масса закачиваемой кислоты через трещины, не прореагировав с породой, выходит за пределы ПЗП (см. рисунок, *d*).

Таким образом, предлагаемая модель позволяет проводить при заданных параметрах процесса расчет показателей кислотной обработки ПЗП нефтяных месторождений с карбонатным коллектором с учетом трещиноватости породы для исследования влияния таких параметров, как скорость нагнетания кислоты, концентрация кислоты, скорость химической реакции. Модель позволяет оценить необходимое время остановки скважины на реакцию и глубину проникновения раствора кислоты в пласт.

Дальнейшее развитие модели связано с определением функциональной связи кинетических констант, получаемых в лабораторных опытах, и интенсивностью реакции в пористой среде, уточнением описания механизма фильтрации в пористых блоках и трещинах с учетом неоднородности пласта.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Вольнов И.А., Каневская Р.Д. Фильтрационные эффекты растворения породы при кислотном воздействии на карбонатные нефтесодержащие пласты // Изв. РАН, МЖГ. 2009. № 6. С. 105 – 114.
- [2] Жучков С.Ю., Каневская Р.Д. Моделирование кислотного воздействия в горизонтальной скважине, вскрывающей карбонатный нефтесодержащий пласт // Изв. РАН. МЖГ. 2013. № 4. С.93 – 103.
- [3] Смирнов А.С., Федоров К.М., Шевелев А.П. О моделировании кислотного воздействия на карбонатный пласт // Изв. РАН. МЖГ. 2010. № 5. С.114 – 121.
- [4] Закиров Т.Р., Никифоров А.И. Кислотное воздействие на многослойные нефтяные пласты // Вычислительные методы и программирование. 2013. Т. 14. С. 50 – 57.
- [5] Булгакова Г.Т., Байзигитова А.В., Шарифуллин А.Р. Модель матричной кислотной обработки карбонатов: Влияние осадка на процесс растворения // Вестник УГАТУ. Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ. Уфа. 2009. Т. 13. № 2 (35). С. 256 – 264.
- [6] Тронов В.П. Фильтрационные процессы и разработка нефтяных месторождений. Казань. Изд-во «Фэн» АН Республики Татарстан, 2004. – 584 с.
- [7] Barenblatt G.I., Entov V.M., Ryzhik V.M. Theory of fluid flows through natural rocks. Kluwer Academic Publishers. The Netherlands. 1990 // Computational and Applied Mathematics. Vol. 25. 2006. N. 4. 55–78.
- [8] Chipperfield S. After-Closure Analysis for Naturally Fractured Reservoirs: A Field Validation Study // JPT. JULY. 2006. P. 51 – 52.
- [9] Li Y.-H., Fambrough J.D., Montgomery C.T. Mathematical modeling of secondary precipitation from sandstone acidizing // SPE Journal, December 1998. N. 1. P. 393 – 401.
- [10] Басниев К.С., Кочина И.Н., Максимов В.М. Подземная гидромеханика. М.: Недра, 1993. –416 с.
- [11] Абуталиев Ф.Б., Бурнашев В.Ф. Модифицированный метод "крупных частиц" для нестационарной неизотермической многофазной многокомпонентной фильтрации с фазовыми переходами // ДАН РУз. 1996. N. 12. С. 22 – 25.

Самаркандский государственный университет

Дата поступления
16.06.2018

В.Ф. Бурнашев, Б.Х. Хўжайёров. Дарзли карбонат жинсли нефт конлари қудуқ атрофи соҳасига кислотали ишлов беришнинг математик модели

Мақолада дарзли карбонат тоғ жинсли нефт кони қудуқ туби атрофи қисмига кислота билан ишлов беришнинг математик модели келтирилган. Модел баланс тенгламалари, кислотанинг тоғ жинси билан таъсирлашуви зонаси фронти кинетика тенгламаси ва тегишли тудирувчи муносабат ва боғланишлардан ташкил топган.

V.F. Burnashev, B.Kh. Khuzhayorov. A mathematical model of acid treatment in near-well zone of oil reservoirs with carbonat fractured rocks

In the paper a mathematical model of acid treatment in near-well zone of oil reservoirs with carbonat fractured rocks is presented. The model consists of balance equations, acid reaction front kinetics equation and several closing relations and dependences.

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ГИДРОДИНАМИКИ ПОТОКА ВОДЫ И ВОПРОСЫ БЕСКОНТАКТНОГО ИЗМЕРЕНИЯ ЕГО СКОРОСТИ И РАСХОДА

В связи с обострением дефицита воды в Центральноазиатском регионе все актуальнее становится задача эффективного и рационально-экономного использования водных ресурсов. Успешное ее решение немислимо без решения задачи достаточно точного, надежного, оперативного учета и распределения оросительной воды, во многом способствующего обеспечению нормального мелиоративного состояния орошаемых земель и, как следствие, высокой урожайности сельскохозяйственных культур [1].

Однако данная задача до сих пор остается не решенной в виду отсутствия методов и средств надежного и достаточно точного измерения скорости и расхода воды открытых каналов в водохозяйственной отрасли. Поэтому очень актуален вопрос поиска новых методов, разработки и создания средств учета воды на их основе, которые позволят достаточно точно, надежно и оперативно вести учет воды открытых каналов ирригационных систем.

Нами поставлена задача совершенствования известных и поиска новых методов и средств измерения скорости и расхода воды открытых каналов ирригационных систем. При этом основное внимание уделяется решению задачи измерения скоростной составляющей расхода – самой трудоемкой операции при проведении гидрометрических работ, хотя само формирование гидрометрии, как отрасли гидрологии, происходило вместе с применяемыми для этой цели методами и средствами измерения именно скорости воды [2].

Как известно, основным режимом движения жидкостей в природе и технике, в том числе течения воды в ирригационных каналах и реках, является турбулентный. Известно также, что при турбулентном режиме частицы жидкости перемешаются хаотично и беспорядочно, каждая частица движется, интенсивно перемешиваясь с соседними частицами. Скорость и давление в каждой точке потока непрерывно испытывают стохастические флуктуации в пространстве и во времени с различными скоростями и ускорениями даже при его неизменном расходе. При этом траектории движения частиц жидкости имеют весьма сложную форму даже в простейшем случае движения. В результате движение жидкости становится неустойчивым и неустановившимся. Причем характер изменения гидравлических элементов потока, обусловленных только внутренними процессами турбулентного режима, весьма своеобразен. Как теоретическое, так и экспериментальное определение актуальных (истинных) значений элементов потока представляет огромные трудности. Изучение этих процессов связано с большими трудностями [3 – 7].

Сложность рассматриваемой задачи обусловлена и тем, что формы эпюры скорости криволинейны (геометрическая модель объемного расхода – сферическое тело). Особенно это касается безнапорных – открытых каналов ирригационных систем, так как формы и размеры их поперечных сечений разнообразны, хотя стараются придать им геометрически правильную – трапециевидальную, прямоугольную и т.п. форму. При изменении расхода воды это сферическое тело меняется как по форме, так и по величине. Следовательно, для решения задачи измерения расхода воды открытых водотоков необходимо измерить объем этого сферического тела за единицу времени. Это сложная задача. Поэтому в водохозяйственной отрасли вынужденно прибегают к косвенным методам измерения расхода воды, хотя при строгом подходе и с точки зрения измерительной техники косвенные методы не могут рассматриваться как самостоятельные [8 – 11].

В то же время большинство исследователей в своих трудах отмечают, что турбулентное движение потока не совсем хаотичное, поскольку в любом турбулентном движении имеется одно преимущественное главное направление, совпадающее с продольной осью потока в направлении общего течения, скорость в котором значительно больше, нежели в каком-либо другом. Это позволяет рассматривать турбулентный поток, как упорядоченный. Более того, он обладает устойчивой структурой жидких масс, движение которых носит почти закономерный характер. Это подтверждают и наши наблюдения течения воды в различных водотоках, в процессе которых обратили особое внимание на следующие специфические особенности свойств реальных потоков воды.

В частности, наши многолетние наблюдения больших и малых; естественных и искусственных открытых водотоков с различным состоянием дна, берегов и боковых стенок; с различными скоростями и расходами воды и т.п. показывают, что во всех случаях при неизменном расходе в зоне уреза воды всегда имеется свежая замочка.

На первый взгляд, это как будто просто и понятно, так как в реальности всегда дно и берега как естественных, так и искусственных водотоков имеют достаточно заметные по размерам неровности всевозможных конфигураций.

Естественно, верхний слой потока, свободная поверхность которого граничит с атмосферой, обтекая упомянутые неровности в зоне уреза воды, в той или иной степени деформируется. Так как неровностей в потоке много, то на свободной поверхности потока образуются отдельные «деформированные фрагменты». Они, двигаясь поступательно в направлении общего течения по водотоку, будут непрерывно смачивать поверхность его боковых стенок в зоне уреза воды, оставляя за собой заметный след – смоченную полосу на поверхности стенок водотока – замочку. Как отмечалось, эта замочка всегда свежая.

Это можно объяснить и общеизвестным фактом непрерывных колебаний уровня воды открытых водотоков. При относительно больших скоростях течения и бурных потоках это даже сильно мешает нормальной работе уровнемеров. Поэтому с таким явлением борются при помощи различных демпферов, которые служат для гашения колебаний уровней воды.

Однако наши наблюдения также показывают, что при практически идеально ровных, гладких и чистых поверхностях дна и стенок водотоков (лабораторные лотки из обычного стекла, из органического стекла, стандартные заводские бетонные параболические лотки типа ЛР и т.п.) и неизменном расходе воды тоже имеется свежая замочка.

Это подтверждают и проведенные нами простейшие опыты по количественной оценке амплитуд колебаний уровня воды на различных по ширине вертикалях равномерного потока в лабораторных лотках.

Более того, интенсивность колебаний уровня потока при этом не равномерная: чем больше скорость потока, тем больше и интенсивность (быстрота или скорость) колебаний уровня потока и наоборот. Это свидетельствует о том, что непрерывные изменения уровня потока воды в целом совершаются независимо от возмущающих воздействий внешних факторов – неровностей дна и боковых стенок водотока.

Тогда турбулентный поток воды можно рассматривать, как классическую колебательную систему, в которой происходят многократные повторения одинаковых (или близких к ним) процессов, возникающих вследствие какого-либо начального отклонения этой системы от ее устойчивого равновесия, с собственными колебаниями, вызванными с ее внутренней сущностью и свойствами [12].

Таким образом, турбулентный поток воды можем считать своеобразной автономной колебательной системой, в которой отмеченные непрерывные изменения уровня потока воды и их интенсивность связаны с внутренними процессами.

Как известно, по характеру и собственной частоте таких колебательных систем можно лучше и точнее распознать ее, так как они несут с собой достаточно «богатую» информацию о самой системе.

Например, в медицине пульс считается внутренней сущностью основных органов живого организма (сердца, легких). По частоте пульсации сердца и их параметров судят о состоянии сердца или организма в целом [13].

В нашем случае, т.е. равномерного безнапорного турбулентного потока воды, внешним признаком «пульса» является непрерывное колебательное движение положения уровня потока, вызванное пульсацией его скорости.

Для решения поставленной нами задачи измерения скорости потока воды необходимо измерить «пульс» данного потока воды. Но для этого необходимо выяснить вообще, существует ли определенная закономерность между продольной скоростью потока воды и его кинематическими параметрами в поперечном направлении, например, интенсивностью – частотой изменения уровня потока, скоростью его колебательных движений и т.п. Если есть такая закономерность, то какова она? Можно ли эту закономерность использовать для решения практических задач, в частности, для решения задачи измерения скорости потока воды, осредненной как во времени, так

и в пространстве, т.е. по всему поперечному сечению потока? Эти вопросы принципиальные с точки зрения решения рассматриваемой в настоящей статье задачи.

Как отмечалось, внешним признаком «пульса» турбулентного потока воды является непрерывное колебательное движение положения уровня потока, вызванное пульсацией скорости потока воды. В таком случае свободную поверхность турбулентного потока воды можно рассматривать, как типичный движущийся объект для доплеровских радиолокационных систем. Следовательно, для решения нашей задачи можно использовать методы и средства радиолокации. Тем более, что известны попытки применения их для измерения уровня и скорости безнапорных потоков воды [14 – 16].

Известные способы радиолокационного измерения скорости потока основаны на определении скорости воды путем измерения скорости движения поплавков, или скорости движения естественных поверхностных неровностей потока, вызванных волнами, рябью и т.п., доплеровским измерителем скорости (ДИС), с берега или моста, в направлении, совпадающем с продольной осью потока или под некоторым углом относительно ее.

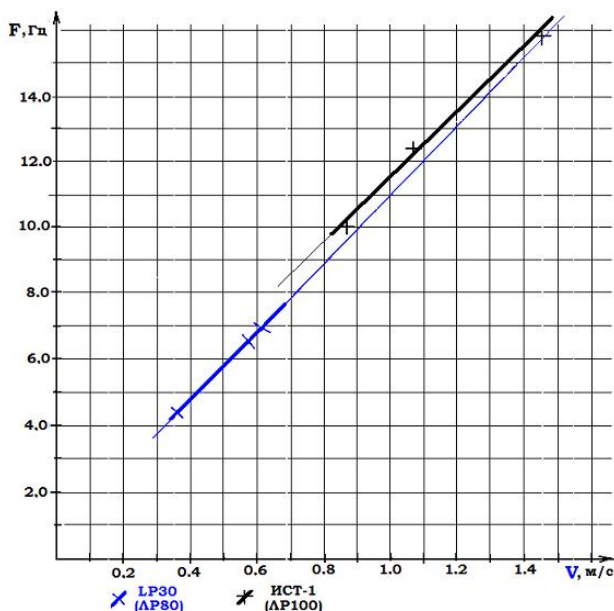
Однако их полезный сигнал формируется от средней скорости не по всему поперечному сечению потока, а только от его поверхностной скорости. Кроме того, их погрешность измерения относительно большая, ввиду недостаточной узости спектра доплеровского сигнала, зависимости полезного сигнала от изменения характера и геометрических параметров неровностей поверхности потока и т.п.

Поэтому для выяснения вышеперечисленных вопросов, связанных с решением поставленной задачи, нами проведены экспериментальные исследования с инструментальным измерением интересующих нас параметров потока различных водотоков в лабораторных и натуральных условиях.

Приведем результаты экспериментальных измерений средней скорости потока воды, проведенные в натуральных условиях. При этом методика экспериментальных исследований заключалась в сравнительном измерении средней скорости потока воды образцовым средством измерения скорости воды и доплеровским радаром (ДИС).

Для чистоты экспериментов в качестве объекта экспериментов выбран поток воды в стандартном бетонном параболическом лотке, как максимально отвечающий требованиям, предъявляемым к гидростам типа «Фиксированное русло».

Эксперименты проводились на двух типоразмерах лотков ЛР80 и ЛР100.



Экспериментальные зависимости средней доплеровской частоты F радара и средней скорости потока воды V

В качестве образцового средства измерения скорости воды в лотке ЛР80 использовался электронный прибор типа ЛР30, фирмы «КЕНЕК» (Япония), работающий на электромагнитном принципе и предназначенный для точечных измерений скорости потока воды. Для измерения скорости воды в лотке ЛР100 использовалась гидрометрическая вертушка типа ГР-21, оснащенная электронным преобразователем количества оборотов винта в значении скорости воды ИСТ-1 (г. Тбилиси). Результаты экспериментов представлены на рисунке.

Как установлено из представленного на рисунке графика, существует закономерность между скоростью потока воды по всему поперечному сечению V и скоростью колебательных движений V_p его уровня, и эта закономерность линейная.

По результатам наших экспериментов коэффициент пропорциональности получился равным $K=V/V_p=21.37$ без учета погрешности проведенных экспериментов.

Полученные экспериментальные результаты дают основание сделать вывод о том, что для бесконтактного измерения средней скорости и расхода воды равномерного турбулентного потока можно пользоваться радиолокационным методом и средствами.

При этом средняя скорость потока воды по всему поперечному сечению определяется по следующей зависимости:

$$V=KV_p,$$

где K – коэффициент пропорциональности; V_p – средняя скорость колебательных движений уровня потока воды, измеренная радаром. Расход потока воды составляет

$$Q=KV_pW,$$

где W – площадь поперечного сечения потока воды.

Таким образом, турбулентный поток жидкости можно рассматривать как классическую колебательную систему, в которой происходят многократные повторения одинаковых или близких к ним процессов, с собственной частотой, вызванной ее внутренней сущностью и свойствами, а не внешним колебательным воздействием. Кроме того, экспериментально доказано существование закономерности между средней скоростью V равномерного турбулентного потока воды по всему поперечному сечению и ее средней поперечной составляющей V_n . Экспериментально установлено, что характер этой закономерности линейный, с коэффициентом пропорциональности $K=V/V_n=21.37$ без учета погрешности проведенных экспериментов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Железняков Г. В. Гидрометрия. М., 1972.
- [2] Карасев И. Ф. Речная гидрометрия и учет водных ресурсов. Л., 1980.
- [3] Великанов М. А. Динамика русловых потоков. М., 1954. Т. 1.
- [4] Богомолов А. И., Михайлов К. А. Гидравлика. М., 1972.
- [5] Патрашев А. Н. Гидромеханика. М., 1953.
- [6] Минский Е. М. Турбулентность руслового потока. Л., 1952.
- [7] Гринвальд Д. И. Турбулентность русловых потоков. Л., 1974.
- [8] Измерения в промышленности. Справочник. М., 1980.
- [9] Теоретические основы радиолокации / Под ред. Дулевича В. Е. М., 1978.
- [10] Энциклопедический словарь. М., 1963.
- [11] Бутырин М. В., Хамадов И. Б. Эксплуатационная гидрометрия в ирригации. Ташкент, 1975.
- [12] Яворский Б. М., Детлаф А. А. Справочник по физике. М., 1985.
- [13] Востоков В. Ф. Секреты целителей Востока. Ташкент, 1993.
- [14] Расулов У. Р. Радиолокационный метод измерения расхода воды в открытых руслах // Гидротехника и мелиорация. 1977. № 10.
- [15] Клейн Г. С. и др. Измерение скорости течения реки с помощью доплеровского Радиолокатора // Труды ГГИ. Вып. 305. Л., 1984.
- [16] Викторов В. А., Лункин Б. В., Совлуков А. С. Радиоволновые измерения параметров технологических процессов. М., 1989.

НИИ ирригации и водных проблем при ТИИИМСХ

Дата поступления
06.11.2017

U.R. Rasulov. Some results of experimental studies of hydrodynamics of water flow and questions of non contact measurement of its velocity and flow rate

Bosimsiz tekis turbulent suv oqimining kundaalang kesimi buyicha urtach tezligi bilan uning satxi tebranma xarakatlarining urtach tezligi orasida qonuniyat borligini eksperimental isbotlash hamda usbu bogliqlikning mutanosibligini urnatihi, mutanosiblik koeffitsientining qiymatini aniqlash imkonini bergan ilmiy tadqiqot natijalari keltilirilgan.

U.R. Rasulov. Some results of experimental studies of hydrodynamics of water flow and questions of non contact measurement of its velocity and flow rate

The results of the researches which have allowed experimentally to prove presence of law between average speed uniform turbulent of open water stream on all cross-section section and the average speed of oscillatory movements of its level and to establish proportionality of this dependence with definition of value of factor of proportionality are resulted.

ЯХШИ ЖИНЛАНМАГАН ТОЛАДОР ЧИГИТЛАРНИ ЯНГИ ЖИН МАШИНАСИ ИШЧИ БАРАБАНИГА ЙЎНАЛТИРИШ ИМКОНИЯТИНИ АСОСЛАШ

Назарий ва экспериментал тадқиқотлар ўтказиш орқали жиндан чиққан чигитли массани ифлосликлардан тозалаш, толадорлик даражаси бўйича саралаш орқали яхши жинланмаган толадор чигитларни ажратиш жараёнларини ўтказиб, қайта ишлашга тайёрлаш мақсадга мувофиқлиги исботланди. Энг самарали ишлайдиган қурилма бу – бир қатламли чигитли массани қия тебранувчи юзада саралаш имкониятини берувчи қурилма эканлиги аниқланди.

Ўтказилган бир нечта тадқиқотлар натижасида жиндан чиққан чигитларни фракциялар (майда ифлосликлар, тоза чигитлар, турли толадорликка эга чигитлар ва летучкалар) га самарали саралаш имкониятини берувчи тебранувчи саралагич яратилди. Майда ифлосликлар ва тоза жинланган чигитлар йўналиши бўйича чиқарилади, турли толадорликка эга чигитлар эса бир ёки икки марталик линтерлашга юборилади. Охирида бир масала – узун толадорликка эга чигитлар ва летучкаларни қайта ишлаш имкониятини кўриб чиқиш қолади. Уларни қайта жинлашга юбориш баъзи ишларда [1] кўриб ўтилган, лекин етарлича яхши натижа бермаган. Яхши натижа бермаслигининг асосий сабаби, жиндан кейинги толадор чигитларда узун толалар асосан ён қисми ёки микропилда қолади, бунинг одатий аррали ёки валикли жинларда ишлаш қутилган самарани бермайди. Бу муаммони ҳал қилиш мақсадида биз томонимиздан пахтани дастлабки ишлаш технологик жараёнида толадор чигитларни жинлаш қурилмасига тўғри йўналтириш орқали толаларни ушлаш, самарали ва ишончли ажратиш имкониятини аниқловчи назарий тадқиқотлар ўтказилди [2].

Летучка ва толадор чигитларнинг ҳаракатида уларга турли кучлар таъсир кўрсади – оғирлик, инерция, аэродинамик. Бу кучлардан ўзгариб турувчиси – бу аэродинамик кучлар ҳисобланади. Ҳаракат вақтида бу куч летучкаларга сезиларли таъсир кўрсатиб, уларнинг оз миқдордаги ҳажми ва узун толалари сабабли юзага йўналишини ўзгартириши мумкин.

Аэродинамик кучлар ҳаракат вақтида ташқи муҳитга таъсир кўрсатиб, толадор чигитларнинг юзасига йўналади. Агар толадор чигитларни ҳажмий юза деб олсак, у ҳолда бу юзанинг ҳар бир элементига умумий ҳолда чигитлар юзаси бирлик майдонига йўналувчи нормал куч σdS ва уринма куч τdS (мос равишда σ ва τ нормал ва уринма кучлар) таъсир қилади. Маълум қонуниятлар [3] асосида қуйидаги формулани келтириш мумкин:

$$R = X_{1d} + X_{1TP} + X_{1b} + Y_1, \quad (1)$$

бу ерда R – летучкага таъсир қилувчи умумий куч; X_{1d} – “ички” юзага таъсир қилувчи ҳаво кучи; X_{1TP} – летучкага ҳаво оқими таъсиридаги ишқаланиш кучи; X_{1b} – “ташқи” юзага таъсир қилувчи ҳаво кучи; Y_1 – у ўқи бўйича реакция кучи.

Летучканинг X ўқи бўйлаб йўналган барча кучларни гуруҳлаб ва уларни X_1 орқали белгилаб, қуйидагини ёзамиз:

$$X_1 = X_{1d} + X_{1TP} + X_{1b} \quad (2)$$

$$\text{ва} \quad R = X_1 + Y_1 \quad (3)$$

ни оламиз.

Летучканинг эркин ҳаракатида унинг ўқини уринмадан ҳаракат траекторияси томон оғиши сезиларли бўлмайди ва ҳаво билан ҳаракатланиш летучка ўқи орқали ўтадиган юзага нисбатан симметрик бўлади (1 -расм). Бурчакнинг кичиклиги сабабли оғишни қуйидагича ҳисоблаймиз:

$$Y_1 = Y_1' \alpha. \quad (4)$$

Тўлиқ аэродинамик кучни ташкил қилувчиларга ажратамиз: X – тўғри қаршиликлар; Y – кўтарувчи куч, бунда X летучка массаси марказининг ҳаракат траекторияси уринмасига параллел йўналади, Y эса унга перпендикуляр йўналади ҳамда улар летучка массасига симметрик ҳолда босим марказидаги D нуқтада бирлашади. X_1 ва Y_1 кучларни траекториянинг уринма ва нормал кучлар йўналишида проекциялаб қуйидагини ҳисобга олган ҳолда топамиз:

$$\left. \begin{aligned} X &= X_1 \cos \alpha + Y_1 \sin \alpha \\ Y &= -X_1 \sin \alpha + Y_1 \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Кичик бурчаклар учун $\cos \alpha = 1$, $\sin \alpha = \alpha$ бундан (5) қуйидаги кўринишга келади:

$$\left. \begin{aligned} X &= X_1 + Y_1 \alpha = X_1 + Y_1' \alpha^2 \\ Y &= -X_1 \alpha + Y_1 = (Y_1' - X_1) \alpha = Y_1' \alpha \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

бу ерда

$$Y_1 = Y_1' - X_1.$$

(6) ни Y_1 ва X_1 га нисбатан қуйидагича ечамиз:

$$X_1 = X \cos \alpha - Y \sin \alpha; \quad Y_1 = X \sin \alpha + Y \cos \alpha \quad (7)$$

ёки яқинроқ ҳолда

$$X_1 = X - Y \alpha = X - Y' \alpha^2; \quad Y_1 = X \alpha + Y = (X + Y') \alpha. \quad (8)$$

Одатда аэродинамик кучлар қуйидагича кўринишда бўлади:

$$\left. \begin{aligned} X &= C_x q S \\ Y &= C_y q S = C_y' q S \alpha \\ X_1 &= C_{x1} q S \\ Y_1 &= C_{y1} q S = C_y' q S \alpha \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

бу ерда $q = \rho \frac{v^2}{2}$ – тезлик босими; ρ – берилган ҳаракат траекторияси нуктасидаги ҳаво зичлиги;

S – характерли майдон (масалан, миделов кесими); C_i – чексиз ўлчамдаги аэродинамик коэффициентлар.

Энди летучкага таъсир қилувчи ташқи кучларга бошловчи куч ҳам қўшилганлигини ҳисобга оламиз. Масалан, у куч ички юза S_a га ўртача босим P_a (ҳаво оқими) билан таъсир қилади. Бу кучлар мазкур участкада бошқа ташқи кучларнинг таъсир эҳтимоллигини йўқотади, шунинг учун қуйидаги тенгламани ёзиш мумкин:

$$\int_{S_a} P dS = S_a P_a X_1. \quad (10)$$

Ташқи кучларни қуйидагича ёзамиз:

$$\int_{S_b} P dS = \int_{S_b} P_u dS + \int_{S_b} \sigma^l dS + \int_{S_b} \tau dS. \quad (11)$$

(11) даги ҳар бир интеграл учун маълум тенглама ва белгилашлар ўз кучида қолади, шунинг учун тенгламани қуйидагича ёзамиз:

$$\int_{S_b} P dS = -S_a P X_1^0 + X_{1b} + Y_1 + X_{1TP} \quad (12)$$

$P = P_u$; $\sigma^l = 0$; $\tau = 0$ тўхтаган летучка ҳолати учун фақат аэродинамик куч таъсир қилади:

$$\int_{S_b} P_u dS = -S_a P X_1^0 \quad (13)$$

(13) да олинган кучни (10) даги кучга қўшамиз ва қуйидагини оламиз:

$$P_{CT} = \int_{S_a} P dS + \int_{S_b} P_u dS = S_a (P_a - P) X_1^0 \quad (14)$$

Олинган куч – бу летучкага таъсир қилувчи статик тиргакдир. Олинган қийматларни ҳисобга олиб, бошловчи куч таъсиридаги тўлиқ аэродинамик куч қуйидагича аниқланади:

$$R = R_{pb} + X_{1a}, \quad (15)$$

бунда

$$R_{pb} = X_{1b} + X_{1TP} + Y_1. \quad (16)$$

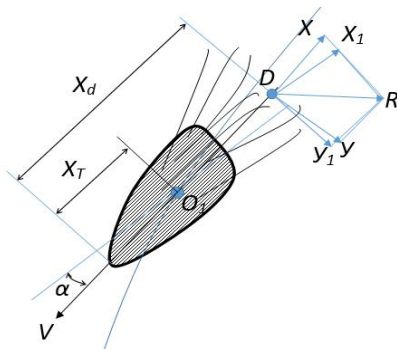
Летучкага таъсир қилувчи аэродинамик кучнинг йўналиши ва таъсири қийматларини аниқлаб, R тўлиқ аэродинамик кучнинг ҳаракат чизиғи аниқланган деб ҳисоблаш мумкин. Бу чизиқ летучка ўқи билан кесишади. Летучка ўқи ва R куч кесишиш жойи босим маркази ҳисобланади (1-расм). Босим марказида бу кучнинг ташкил қилувчилари: X_1 ; X ; Y_1 ; Y кучлар йиғилган деб шарт киритамиз. Бундан X_1 ташкил қилувчи летучка ўқи бўйлаб ҳаракат қилади, оғирлик марказига нисбатан момент ҳосил қилмайди. Худди шу ҳолат статик таянч P_{CT} га ҳам тегишли. Нормал аэродинамик куч Y_1 летучка оғирлик марказига нисбатан M_a момент ҳосил қилади:

$$M_a = Y_1(X_d - X_T), \quad (17)$$

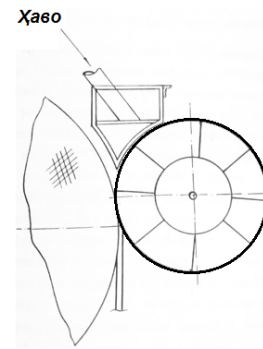
бу ерда X_d , X_T – “ташқи” юза чўққисидан босим маркази ва летучка оғирлик марказигача бўлган масофа.

Агар босим маркази “ташқи” юза чўққисига нисбатан оғирлик марказидан орқада жойлашган бўлса, момент летучканинг ҳаракатини стабиллаштирувчи таъсир кўрсатади, агар бунинг тескариси бўлса – отиб юборувчи таъсир кўрсатади. Шунинг учун летучканинг ҳаракат йўналишига тескари йўналишда қўйилган ишчи органларнинг “тортиш” ҳаракатлари, унинг муҳитда айланишларсиз ҳаракатини таъминлаши маълум бўлади. Масалан, тишлар томонидан ушлаш ҳолатида (оғирлик марказигача бўлган тортиш) летучка ҳаракатининг ва тебранишнинг бир маромда бўлмаслигига ҳамда босим маркази атрофида айланишига сабаб бўлади.

Аррали жинда йўналиш берувчи ҳаво оқимидан фойдаланиш учун аррали камера конструкциясини мослаш қийин, лекин валикли жинга қўллаш бир мунча осон. Бунинг учун ишчи йўналтирувчи оқимни ҳосил қилиш учун валикли жин козирёгидан фойдаланиш лозим бўлади (2-расм).



1-расм. Ташқи қўшимча кучлар таъсир қилаётган летучкага аэродинамик куч таъсир йўналишини аниқлаш схемаси



2-расм. Валикли жин ҳаво ҳайдаш элементи узелининг схемаси

Ташқи фаол кучларнинг ҳосил бўлишини, масалан, валикли жин козиреки тагидан летучкани чиқиш участкасидаги “ички” майдонга таъсир қилувчи ва летучка юзаси бўйлаб уринма йўналишдаги ҳаво оқимининг ҳаракатини қуйидаги тенгламадан аниқлаш мумкин:

$$M_c = F_c R_d, \quad (18)$$

бу ерда R_d – ташқи куч таъсир қилиш текислигидан летучканинг оғирлик марказигача бўлган масофа.

Шу вақтда, летучканинг толалар ўрамидан иборатлигини ҳамда ҳаво оқимининг ўтишига маълум қаршилиққа эгаллигини ҳисобга олиб, қуйидаги тенгламани келтириш мумкин:

$$X_{1TP} = \int_{S_b} \tau dS + \int_{S_a} \tau_0 dS, \quad (19)$$

бу ерда τ_0 – соплодан чиқаётган ҳаво оқими билан текисликнинг таъсирлашувида ўртача олиб кетиш кучи.

Ташқи оқим таъсирини ҳисобга олиб ва (9) қийматларини қўйиб (19) ни ечиш орқали кўринадики, летучканинг оғирлик маркази атрофида айланишинигина эмас, балки ҳаракатнинг нисбий тезлигини ўзгаришини ҳам таъминловчи летучканинг ҳаракатига қаршилиқ эффекти пайдо бўлади.

Олинган натижаларнинг тўғрилигини текшириш учун стенд қурилма тайёрланди. Ушбу қурилма эгри нур кўринишида тайёрланган бўлиб, унинг охирига ҳаво соплolari ўрнатилган. Тортишиш кучининг таъсири натижасида нурнинг юзасидаги летучка ҳаракати, унинг 90^0 нур сектори ҳолатида мустаҳкам сирпанишини тасдиқлади. Бу декарт текисликлар тизимида ординаталар ўқидан нур бошланиши билан содир бўлади. Сектор нури 45^0 лик айланишдаги ҳолатда сектор текислигида летучканинг тебраниши содир бўлади, яъни (18) тенглама шартлари бажарилади. Козирек охирида ҳаво оқимининг қўшилиши летучка ҳаракат траекториясининг ўзгаришига олиб келади. Бунда унинг учиш узоқлиги ва муҳит йўналиши соплодаги тезлик босимига ҳамда уларнинг битта летучкага нисбатан тақсимланиш частотасига пропорционал ўзгаради.

Шундай қилиб валикли жинларнинг аэрокозирекларини летучкаларнинг ишчи барабанга йўналтириш учун қўллаш имконияти назарий ва экспериментал томондан асосланди.

Валикли жинлар козирекларининг экспериментал намуналарининг ишлаш қобилияти, жинлаш зоналарига ҳаво оқимининг турли режимларда берилишида тадқиқ қилинди.

Тадқиқот ўтказиш давомида олинган натижалар жинланган пахтанинг барча навлари учун тизимлаштирилди. Натижалар таҳлили шуни кўрсатадики, аэрокозирекларнинг исталган вариантларида жинлаш сифати яхшиланади. Козирекларга ҳаво оқими юборишни тўхтатиш, толадаги шикастланишлар ва ифлосликлар миқдорини оширади, бундан ташқари «ишчи барабан-пичоқ» жуфт-лигининг таъсирлашувида ҳарорат режимининг ортишига олиб келади.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Ахмедходжаев Х., Обидов А. Чигитларни саралаш ва тозалаш технологиясини такомиллаштириш. Тошкент: Фан, 2009. – 150 б.
- [2] Obidov A., Karimov N. Research capacity of the fiber of long fiber separating drums from waste fibers composition // International conference Science and practice: A new level of integration in the modern world. Scope Academic House Ltd. London, 2018. P. 337 – 342.
- [3] Обидов А., Мурадов А. Янги чигитларни саралаш қурилмаси ишлашини тензометрия усулидан фойдаланиб текшириш // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2009. № 5 – 6. С. 108 – 111.

Наманган муҳандислик-технология институти

31.05.2018 й.
қабул қилинган

Х.Т. Ахмедходжаев, А.А. Обидов, М. Султонов. Обоснование возможности направления недоджинированных волокнистых семян на рабочий барабан нового джина

В статье рассмотрена возможность отделения длинных волокон проджинированных семян. В результате исследований предложен новый валичный джин. Теоретически исследованы рабочие органы нового волокноотделителя.

Kh.T. Akhmedhodjaev, A.A. Obidov, M. Sulonov. Substantiation of the possibility of sending non-ginning-fibrous seeds to the working drum of a new gin

The article considers the possibility of separating long fibers of ginning seeds. As a result of the research, a new valine gin was proposed and the working organs of the new fiber separator were theoretically studied.

ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКТОРОВ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСТЯГИВАНИЯ В ПРОЦЕССЕ РАСПРАВКИ ПОЛУФАБРИКАТА

Ранее нами была рассмотрена работа расправочного вала с винтовыми лопастями [1] для случая, когда подвижный расправочный вал находится на поверхности полуфабриката, который, в свою очередь, лежит на поверхности транспортирующего конвейера, движущегося с постоянной поступательной скоростью, либо на поверхности рабочего вала, вращающегося с постоянной угловой скоростью для случаев:

- а) когда направления линейных скоростей грани лопасти расправочного вала и полуфабриката совпадают;
- б) когда направления линейных скоростей грани лопасти расправочного вала и полуфабриката противоположны.

Полученные результаты применим к устройству для расправки полуфабриката, когда скорость полуфабриката и линейные скорости лопасти расправочного вала направлены в одну сторону (для расправочного вала 7) и в противоположную (для расправочного вала 9). Подъем и опускание расправочных валов 7, 9 и прижимных валов 2, 14 осуществляются при помощи направляющих 11 – 14 (рис. 1).

Сначала рассмотрим процесс обработки полуфабриката при помощи блока А-А (на участке 3 – 7), т.е. когда направления линейных скоростей грани лопасти расправочного вала 7 и полуфабриката совпадают (см. рис. 1).

Обрабатываемый материал 15 расположен на транспортере, состоящем из бесконечных струн [2], и перемещается поступательно со скоростью \vec{v}_2 .

Лопастей расправочного вала 7 вращаются относительно оси вращения расправочного вала 7 с угловой скоростью ω_7 против часовой стрелки с окружной скоростью грани лопасти M , равной \vec{v}_7 .

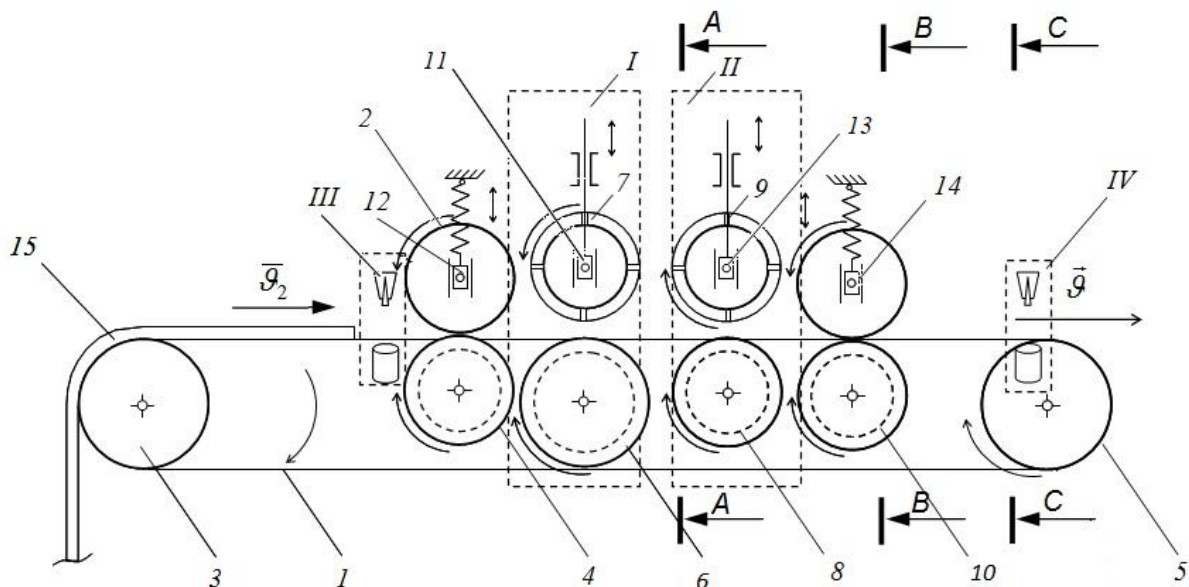


Рис. 1. Схема устройства для расправки при транспортировании [1]

Точка M лопасти расправочного вала, находящаяся на радиусе R_7 , вне центроиды опишет удлиненную циклоиду или так называемую трохоиду $MM_1M_2M_3$, которая и является траекторией точки M лопасти относительно обрабатываемой поверхности.

По таким же траекториям будут перемещаться точки лопасти, расположенные на расправочном валу, следовательно, обработанная поверхность в идеальном случае будет ограничена дугами трохойд aa . В этом случае вращающаяся лопасть расправляет полуфабрикат глубиной h и шириной S_b . Отношения этих размеров $[S_b:h]$ влияют на расправляемость полуфабриката: чем оно больше, тем лучше расправляемость. В дальнейшем можно считать с достаточной точностью $S=S_b$, т. е. при максимальной хорде трохойды aa .

Длина хорды S каждой дуги трохойды соответствует перемещению полуфабриката за время его обработки одной лопастью, т.е. подаче на одну лопасть, которая достаточно точно определяется из уравнения

$$S = \frac{60\vartheta_2}{n_7 d_7} \text{ мм/лопасть,}$$

где n_7 – число оборотов расправочного вала в минуту; d_7 – число лопастей на валу.

Зависимость между h и S можно установить при помощи уравнения трохойды. Если направить ось x по оси вращения расправочного вала, ось y по направлению полуфабриката, то уравнение трохойды в параметрической форме примет следующий вид [2, 3]:

$$x = a_1 \cdot \frac{\omega_7}{2\pi} \cdot t, \quad y = \vartheta_2 t - R_7 \sin(\omega_7 t) \quad \text{и} \quad z = R_7(1 - \cos(\omega_7 t)), \quad (1)$$

где ω_7 – угловая скорость расправочного вала 7.

Теперь рассмотрим обработку полуфабриката при помощи блока $B - B$ на участке 9 – 5, т.е. когда направления линейных скоростей грани лопасти расправочного вала 9 и полуфабриката не совпадают (рис. 2, а), и на участке 9 – 5, т.е. когда направления линейных скоростей грани лопасти расправочного вала и полуфабриката направлены противоположно (рис. 2, б).

Обрабатываемый материал 15 перемещается поступательно со скоростью $\bar{\vartheta}_2$, а лопасти MM' расправочного вала 9 вращаются относительно центра O_1 расправочного вала по часовой стрелке с окружной скоростью грани лопасти M , равной $\bar{\vartheta}_9$. Для определения траектории точки M относительно перемещающегося полуфабриката обычным способом найдём центр мгновенного вращения лопасти при его движении относительно полуфабриката 15.

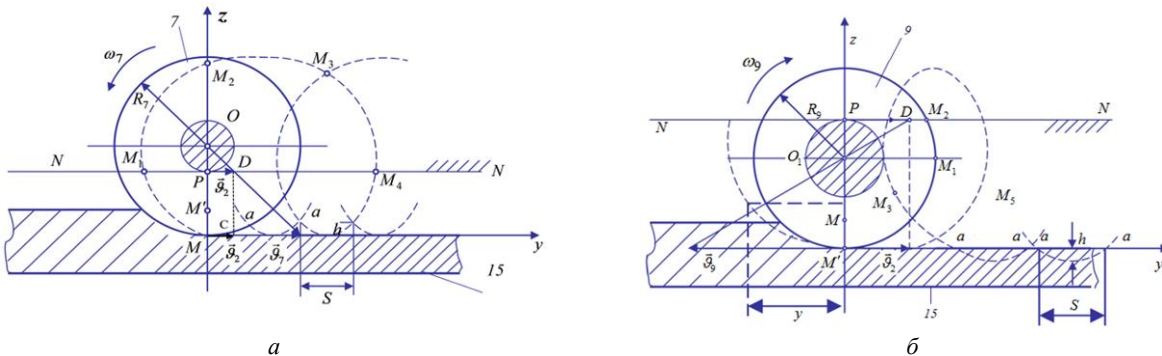


Рис. 2. Траектории грани лопастей расправочных валов: расправочный вал 7 из рис. 1 (а); расправочный вал 9 из рис. 1 (б)

Тогда уравнение трохойды в параметрической форме примет следующий вид:

$$x = a_1 \cdot \frac{\omega_9}{2\pi} \cdot t, \quad y = \vartheta_2 t + R_9 \sin(\omega_9 t) \quad \text{и} \quad z = R_9(1 - \cos(\omega_9 t)), \quad (2)$$

где ω_9 – угловая скорость расправочного вала 9.

Для расправочного вала с постоянным шагом винтовых лопастей определим скорости их граней относительно полуфабриката для случаев:

а) когда направления линейных скоростей грани расправочного вала и полуфабриката совпадают:

$$\vartheta_x = a_1 \cdot \frac{\omega_7}{2\pi}; \quad \vartheta_y = \vartheta_2 - R_7 \omega_7 \cdot \cos(\omega_7 t); \quad \vartheta_z = R_7 \omega_7 \cdot \sin(\omega_7 t),$$

$$g_7 = \sqrt{g_2^2 - 2g_2 R_7 \cdot \omega_7 \cos(\omega_7 t) + R_7^2 \cdot \omega_7^2 + \frac{a_1^2}{4\pi^2} \cdot \omega_7^2}; \quad (3)$$

б) когда направления линейных скоростей грани расправочного вала и полуфабриката противоположны:

$$g_x = a_1 \cdot \frac{\omega_9}{2\pi}; \quad g_y = g_2 + R_9 \omega_9 \cdot \cos(\omega_9 t); \quad g_z = R_9 \omega_9 \cdot \sin(\omega_9 t),$$

$$g_9 = \sqrt{g_2^2 + 2g_2 R_9 \cdot \omega_9 \cos(\omega_9 t) + R_9^2 \cdot \omega_9^2 + \frac{a_1^2}{4\pi^2} \cdot \omega_9^2}. \quad (4)$$

Для построения графиков скоростей \bar{g}_7 и \bar{g}_9 для заданного значения \bar{g}_2 $g = 0.18$, $R = 0.11$, $a = 0.2$. Используем программу EXCEL из пакета MS-Office (рис. 3).

Таким образом, с принятыми значениями \bar{g}_2 R_7, R_9 скорости лопасти расправочного вала с постоянным шагом при $n = 120$ об/мин более стабильно вращаются, т.е. вибрации в опорах расправочных валов 7 и 9 будут наименьшими.

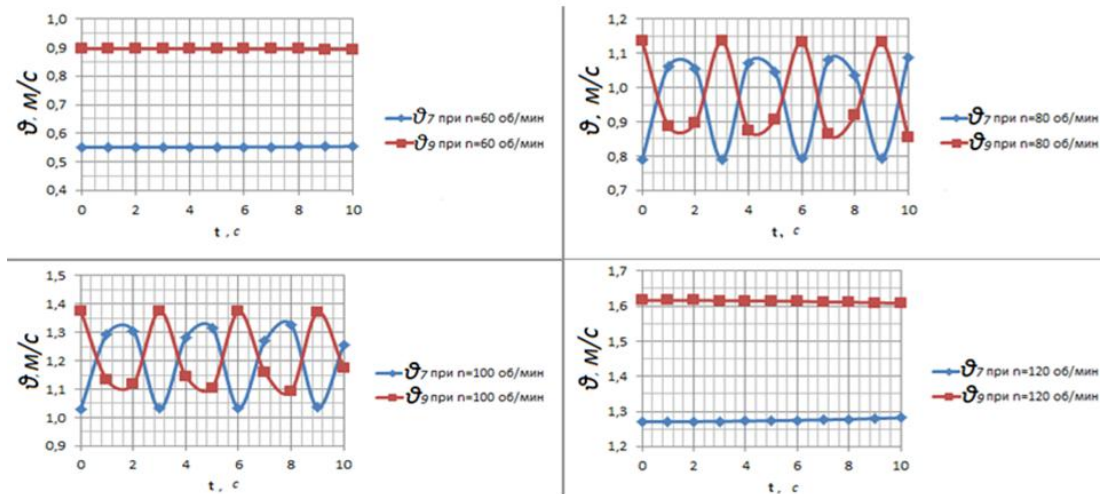


Рис. 3. Графики изменения скоростей расправочных валов с постоянным шагом винтовых лопастей 7 и 9

Для расправочного вала с переменным шагом лопастей закон движения поверхности касания грани лопастей с полуфабрикатом имеет следующий вид [4]:

$$x = \frac{2a_1}{k_0} \left[(k_0 + 1) \frac{\omega t}{2\pi} - 1 \right], \quad (5)$$

где a_1 – первый ход винтовой лопасти расправочного вала с переменным ходом от середины к его краям; k_0 – коэффициент, учитывающий скольжение винтовой лопасти по полуфабрикату [5].

Определяя из равенства (5) время t и подставляя это значение в уравнения (1) и (2), получим уравнение траектории грани винтовой лопасти на участках 3 – 7 и 9 – 5 соответственно:

$$y_7 = g_2 \frac{\ln \left| \frac{k_0 x}{2a_1} + 1 \right|}{\omega_7} \cdot b_1 - R_7 \sin \left[b_1 \cdot \ln \left| \frac{k_0 x}{2a_1} + 1 \right| \right],$$

$$z_7 = R_7 \cdot \left[1 - \cos \left(b_1 \cdot \ln \left| \frac{k_0 x}{2a_1} + 1 \right| \right) \right] \quad (6)$$

и

$$y_9 = \mathcal{G}_2 \frac{\ln \left| \frac{k_0 x}{2a_1} + 1 \right|}{\omega_7} + R_9 \sin \left[b_1 \cdot \ln \left| \frac{k_0 x}{2a_1} + 1 \right| \right],$$

$$z_9 = R_9 \cdot \left[1 - \cos \left(b_1 \cdot \ln \frac{k_0 x}{2a_1} + 1 \right) \right], \quad (7)$$

где

$$b_1 = \frac{2\pi}{\ln |k_0 + 1|}.$$

Беря производные от обеих частей равенств (1), (2) и (5), определим составляющие скорости вектора грани лопасти расправочных валов для участков 3 – 7 и 9 – 5:

$$\mathcal{G}_{7x} = b_1 \cdot \omega_7 \cdot (k_0 + 1) \frac{\omega_7 t}{2\pi}, \quad \mathcal{G}_{7y} = \mathcal{G}_2 - R_7 \cdot \omega_7 \cdot \cos(\omega_7 t),$$

$$\mathcal{G}_{7z} = R_7 \cdot \omega_7 \cdot \sin(\omega_7 t), \quad \mathcal{G}_{9x} = b_1 \cdot \omega_9 \cdot (k_0 + 1) \frac{\omega_9 t}{2\pi},$$

$$\mathcal{G}_{9y} = \mathcal{G}_2 + R_9 \cdot \omega_9 \cdot \cos(\omega_9 t), \quad \mathcal{G}_{9z} = R_9 \cdot \omega_9 \cdot \sin(\omega_9 t),$$

где

$$b_1 = \frac{a_1 \ln |k_0 + 1|}{k_0 \cdot \pi}.$$

Тогда скорости \mathcal{G}_7 и \mathcal{G}_9 можно определить по формулам

$$\mathcal{G}_7 = \sqrt{b_1^2 \cdot \omega_7^2 (k_0 + 1) \frac{\omega_7 t}{\pi} + \mathcal{G}_2^2 + R_7^2 \cdot \omega_7^2 - 2R_7 \cdot \omega_7 \cdot \mathcal{G}_2 \cos(\omega_7 t)}, \quad (8)$$

$$\mathcal{G}_9 = \sqrt{b_1^2 \cdot \omega_9^2 (k_0 + 1) \frac{\omega_9 t}{\pi} + \mathcal{G}_2^2 + R_9^2 \cdot \omega_9^2 + 2R_9 \cdot \omega_9 \cdot \mathcal{G}_2 \cos(\omega_9 t)}. \quad (9)$$

Аналогичным образом определяем ускорения грани винтовой лопасти расправочных валов для участков 3 – 7 и 9 – 5:

$$a_{7x} = b_2 \cdot \omega_7^2 \cdot (k_0 + 1) \frac{\omega_7 t}{2\pi}, \quad a_{7y} = R_7 \cdot \omega_7^2 \cdot \sin(\omega_7 t),$$

$$a_{7z} = R_7 \cdot \omega_7^2 \cdot \cos(\omega_7 t), \quad a_7 = \omega_7^2 \cdot \sqrt{R_7^2 + b_2^2 \cdot (k_0 + 1) \frac{\omega_7 t}{2\pi}},$$

и

$$a_{9x} = b_2 \cdot \omega_9^2 \cdot (k_0 + 1) \frac{\omega_9 t}{2\pi}; \quad a_{9y} = -R_9 \cdot \omega_9^2 \cdot \sin(\omega_9 t),$$

$$a_{9z} = R_9 \cdot \omega_9^2 \cdot \cos(\omega_9 t), \quad a_9 = \omega_9^2 \cdot \sqrt{b_2^2 \cdot (k_0 + 1) \frac{\omega_9 t}{2\pi} + R_9^2},$$

где

$$b_2 = \frac{b_1 \cdot \ln |k_0 + 1|}{k_0 \cdot \pi} = \frac{a_1 \cdot \ln^2 |k_0 + 1|}{2k_0 \cdot \pi^2}.$$

Известно, что при влажности полуфабриката 60 – 65 % коэффициент расправляемости равен $k_0=0.2$ [5]. Знаем, что для полной расправки складок полуфабриката расправочный вал должен совершать $\xi=K/k_0$ оборотов, т.е. $k_0 \ll K$. Тогда из равенств (8) и (9) следует, что скорости $\dot{\vartheta}_7$ и $\dot{\vartheta}_9$ грани винтовых лопастей расправочных валов 7 и 9 в начале возрастут.

Для построения графиков скоростей $\dot{\vartheta}_7$ и $\dot{\vartheta}_9$ используем программу EXCEL из пакета MS-Office (рис. 4).

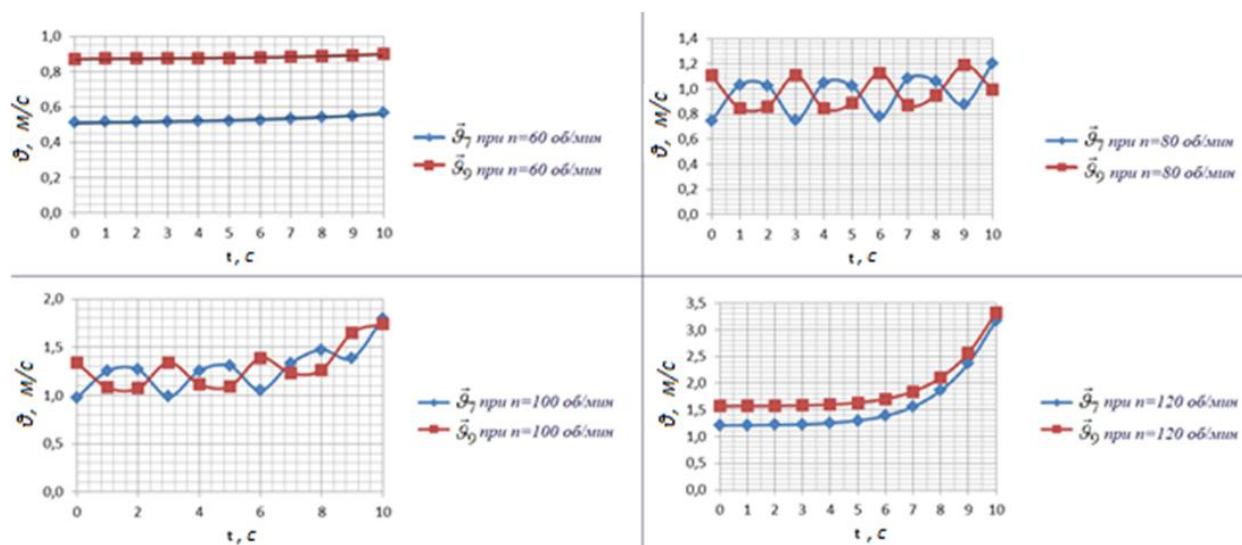


Рис. 4. Графики изменения скоростей расправочных валов с переменным шагом винтовых лопастей 7 и 9

Из графиков для скоростей $\dot{\vartheta}_7$ и $\dot{\vartheta}_9$ для расправочного вала с переменным шагом следует, что при $n=60$ об/мин расправка происходит равномерно. При последующих значениях $n=80, 90, 100, 110$ об/мин расправочные валы будут вращаться с вибрациями. При $n=120$ об/мин и последующих значениях линейные скорости расправочных валов 7 и 9 возрастают.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Хусанов К.Б., Бахадиров Г.А. Изучение движения листового материала в устройстве для расправления при транспортировании // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2007. № 6.
- [2] Майзель М.М., Квяткевич И.К., Пин Л.Г. Машины и аппараты кожевенного и мехового производства. М.: Легпромбытиздат, 1950. – 590 с.
- [3] Справочник кожевника (Оборудование) / Большаков П.А., Виницкий Д.Б., Копейкин В.С. Справочник. М.: Легпромбытиздат, 1985. – 312 с.
- [4] Бахадиров Г.А. Исследование процесса расправки складок листовых материалов винтовыми валами // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2001. № 5. С. 38 – 42.
- [5] Бахадиров Г.А. Экспериментальное определение коэффициента расправляемости кожполуфабриката // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2000. № 1. С. 91 – 94.

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

Дата поступления
01.06.2018

Г.А. Бахадиров, К. Хусанов, А. Рахимов. Ярим кўн маҳсулотини текислаш жараёнида ҳосил бўладиган омилларни тадқиқ қилиш

Ушбу мақолада тери ярим кўн маҳсулотини текислаш жараёнидаги ўзгармас ва ўзгарувчан қадамли пичоқли валларнинг ҳолатини аниқловчи асосий параметрларни ўзгартириш қонуниятларини аниқлаш усуллари таҳлил қилинади.

G.A. Bakhadirov, K. Khusanov, A. Rakhimov. Investigation of the factors of uneven stretching during the processing of semi-finished products

This paper studies the problem of determining the factors of uneven stretching in the process of spreading of a semi-finished product with a constant and variable pitch of screw knives.

ПЎЛАТЛАРНИ АБРАЗИВ ЕЙИЛИШ БАРДОШЛИГИГА ҚИЗДИРИШ ҲАРОРАТИНИНГ ТАЪСИРИ

Ўзбекистон Республикаси қишлоқ хўжалигида маҳсулотларни ишлаб чиқаришида энг энергияталаб жараёнларидан бири тупроққа ишлов бериш бўлиб ҳисобланади, унга бутун қишлоқ хўжалигида истеъмол қилинадиган энергиянинг 30 – 40 %и сарфланади [1]. Қишлоқ хўжалиги машиналарининг ишчи қисмларининг бир қатор деталлари (плуг лемехлари, культиватор лапалари, киркувчи аппарат сегментлари ва бошқалар) кам хизмат қилиш муддатига эга. Бу жуда кўп миқдорда эҳтиёт қисмларни тайёрлаш заруриятини яратади. Лемехларни тайёрлаш учун кўпинча Л53, Л65, баъзан 65Г камлегирланган пўлатлардан фойдаланилади. Культиватор лапалари асосан 65Г ёки Ст6 пўлатлардан тайёрланади ва НВ 321 – 541 (НРС 33 – 52) ораликдаги қаттиқликка эга бўлади [2]. [2] иш муаллифининг фикрига кўра, кўрсатилган пўлатларни танлашнинг тўғрилигига етарлича асослар йўқ. Легирланган пўлатлар, қаттиқ қотишмали махсус куймалардан фойдаланишга кўп сонли уринишлар мавжуд [3]. Л53 лемех пўлатининг ўрнига юқори углеродли хромли пўлатларни қўллаш бўйича кўп сонли ишлар қутилган натижаларни бермаган, масалан дала шароитида ейилишга бардошлиликни бор-йўғи 1.5 маротабагача оширишга муваффақ бўлинган, бу эса лемехларнинг тайёрлаш учун сарф бўлган тан нархини қопламайди [4]. Ишчи қисмларнинг иш қобилиятини ошириш буюмнинг конструктив ўзига хос хусусиятларини ҳисобга олиб, пўлат ва унга термик ишлов беришнинг оптимал усулини танлаш билан мажмуавий ёндашилганда амалга ошириш мумкин. Хусусан, керакли кўринишда букилган лемех, гарчи Г2Р типидagi ўртача углеродли марганецли пўлатдан тайёрлансада, ишлаш муддати бошқа ишчи қисмларга солиштирилганда узоқроқ муддатни сақлайди. Республикамизнинг қишлоқ хўжалигида ерга ишлов беришда фойдаланилаётган, Германияда ишлаб чиқарилган, ҳозирги вақтда узоқ муддатли ишлаётган плугларни ишчи қисмларидан бири ўрганилганда, пўлатдан тайёрланган ишчи қисмнинг кимёвий таркиби 40Г маркали пўлатнинг таркибига мос келиши, ишчи қисмининг тиғи термик ишлов бериб тобланганлиги, натижада тобланган майдон сиртининг қаттиқлиги 48 – 50 НРСга тенг эканлиги маълум бўлди.

Мавзунинг долзарблиги абразив ейилиш шароитида ишловчи деталларни тайёрлайдиган пўлатлар учун термик пухталаш технологиясининг янги режимини ишлаб чиқиш ва уни асосий ишлаб чиқаришга қўллашдан иборат. Бу пухталаш режими абразив ейилиш шароитида ишловчи деталларни ейилишга бардошлилигини икки маротабага оширади ва эҳтиёт қисмлар учун сарф бўлаётган металл миқдорини эса икки маротабага қисқартиради.

Олдимизга қўйилган мақсадга эришиш учун қуйидаги ишларни бажариш талаб қилинади:

- техник темир ва У8 маркали пўлатлар билан биргаликда камлегирланган 65Г маркали пўлатдан фойдаланиб, икки маротаба қайта фазавий кристалланиш ва стандарт термик ишлов бериш технологияларини ўтказиш;
- фақатгина структура кўрсаткичлари ўзгариб, қолган кўрсаткичлари доимий сақланган ҳолда намуналарнинг ейилишга синов тадқиқотини ўтказиш;
- пўлатларнинг абразив ейилиш бардошлилиги талаб қилинган даражани таъминловчи термик пухталаш технологиясининг экстремал режимини аниқлаш.

Тадқиқот ва синовларни ўтказиш усуллари. Тадқиқотлар сифатини ошириш мақсадида техник темирдан У8 маркали пўлатгача бўлган барча углеродли пўлатлар ҳамда кам легирланган 65 Г маркали пўлатдан фойдаланилди.

Юқорида келтирилган пўлат намуналари учун турли хил термик ишлов бериш усули танлаб олинди. Тадқиқотларнинг мақсадига қараб ўлчами 40×35×10 ёки 20×20×10 мм бўлган пластинасимон намуналардан фойдаланилди.

Термик ишлов бериш режими шундай танлансинки, ҳамма кўрсаткичлари ўзгармасдан, фақатгина структура кўрсаткичлари ўзгариб материални ейилишга бардошлилик таъсирини ўрганиш имкони бўлсин [5].

Кўпгина ҳолларда намуналар стандарт юмшатиш ҳароратида юмшатиладиган кейин турли углерод миқдорига эга бўлган, фақат перлит миқдори билан фарқ қилувчи, тенг тақсимланган

структурали пўлатлар олинган. Ҳар хил ҳароратда нормаллаштириш ва тоблаш пўлатларни турли даражадаги кристалл эскириш нуқсонини ва ҳар хил қийматдаги қолдиқ аустенитни ҳосил қилади.

Тоблаб, бўшатиш пўлатларнинг ейилиш бардошлигига қўшструктура ва дислокация зичлигининг таъсирини ўрганиш учун ҳар хил нуқсон даражасидаги кристаллик эскиришда бир хил қолдиқ аустенит ва бир хил ўлчамдаги аустенит донаси ҳолатига киритилган структура шароитини яратиш керак. Бунга пўлатларнинг фазавий қайта кристалланишида қўшструктура наслланиши натижасидан фойдаланиш йўли билан эришиш мумкин. Бунинг учун намуналарни турли қиздириш ҳароратида дастлабки нормаллаштириш термик ишлови ўтказилди. Қиздириш ҳароратлари оддий стандарт, яъни Ac_3 (ёки Ac_1)+30 – 50°C ҳароратдан бошлаб 1000, 1100, 1150, 1200°C гача ўтказилди. Турли ҳароратда дастлабки нормаллаштириш ҳар хил нуқсон даражада кристалл эскиришни, агар нормаллаштириш 1100°C қиздириш ҳароратда ўтказилса, максимал қийматни ҳосил қилди. Бундай ҳолатда пўлатларнинг структура донаси ўсганлиги кузатилди. Доимий қиздириш ҳарорати Ac_3 (ёки Ac_1) +30 – 50°C да фазавий қайта кристалланиб тоблаш ва бўшатишдан кейин аустенит донасининг бир хиллиги, қолдиқ аустенит қисми минимал қийматда бўлиши, бир хил қаттиқликка эга эканлиги, аммо дастлабки қўшструктура элементлари наслланишининг таъсиридан кристаллик эскириш нуқсонини турли қийматда эканлиги кузатилди. Тугалланган бўшатиш ҳароратининг ўзгаришидан, бўшатиш пўлатлар кристалл панжара нуқсонининг умумий даражаси ва цементит бўлақлари ўлчами бошқарилди.

Намуналарни абразив ейилиш бардошлилигига синаш ПВ-7 синов қурилмасида ўтказилди, битта намунада синов беш маротабагача қайта такрорланди. Бу қурилмадан фойдаланиш материалнинг юзасида ишқаланишни кўп маротаба ўта деформацияланиш ҳисобига емирилиш ҳосил қилиши, яъни материалнинг тажриба шароитида ейилишга қаршилик кўрсатиш томонлари дала шароитидаги емирилишга анча ўхшашдир [5]. Синовдан олдин ва кейин ВЛА-200г-М аналитик тарозида ўлчаниб, материалнинг ейилишдан оғирлигини ўзгариши аниқланиб турилди.

Намуналарнинг металлографик таҳлили 100 дан 1000 маротабагача катталаштириб кўрсатувчи МИМ-8М микроскопда ўрганилди. Тобланиб бўшатиш намуналарнинг цементит орасидаги масофаси УМВ-100Л электрон микроскопи бурчак белгисидан, ундан ташқари нурли микроскопда ўрганилган шлифлардан олинган микросуратларда аниқланди. Суратга олиш 17000 – 27000 гача катталаштирилиб, 75 кВ гача тезлаштирувчи кучланишда ўтказилди. Рентгеноструктура таҳлили ДРОН-2.0 дифрактометрида ўтказилди. Синовларда темир анод нурланишидан фойдаланилди. Рентген линиясининг физикавий энидан синалувчи пўлатларнинг дислокация зичлиги ҳисобланди. Тобланган пўлатлар бўшатилмаган ҳолатда ҳам, 200, 350, 450, 600°C қиздириш ҳароратларида бўшатиш ҳолатда ҳам, тетрагонал панжарадаги углерод микдори (211) битта чизикли изни ҳосил қилган энининг ўлчамидан ҳисоблаб топилди [5].

Тадқиқот натижалари. Пўлатларни турли ҳароратларда қиздириб (Ac_3 ёки Ac_1 +30 ÷ 50°C дан 1200°C гача) нормаллаштириш термик ишлови берилган пўлатларни структура ташкил этувчиларини битта қонуниятга бўйсунилган тажриба натижалари келтирилган. $\gamma \rightarrow \alpha$ алмашинишидан феррит фазанинг дислокация зичлиги максимал даражаси, нормаллаштириш экстремал ҳароратда (1100°C) ўтказилганда вужудга келди. Нормаллаштирилган пўлатларни ейилишга бардошлилиги синалганда, ҳарорат ошишига қараб қаттиқлиги ва структура доналари ўлчамларининг ўсишидан қатъий назар, экстремал қиздириш ҳароратда, яъни 1100°C да минимал ейилиш қиймати кузатилди. Бу ейилиш қийматининг камайиш микдори бошқа ҳароратларда қиздириб нормаллаштирилган пўлатлар натижаларига солиштирилганда, пўлатлар таркибидаги углерод микдори қанча кўп бўлса, шунча юқори бўлишини кўриш мумкин (1–жадвал).

Тобланиб, 350°C ва ундан юқори ҳароратда бўшатиш углеродли ва кам легирланган пўлатлар структураси феррит – цементит аралашмасини ҳосил қилганлиги учун, феррит ўз таркибида легирловчи элементларнинг микдorigа боғлиқ ҳолда, углеродга тўйинган микдорни ҳосил қилади. Бундай ҳолатда пўлатларнинг ейилиш бардошлилигига ферритли қаттиқ эритмани пухталаб турган углероднинг таъсири бўлиши мумкин. Бу таъсир даражасини бир хил дислокация зичлигига эга бўлган нормаллаштирилган ҳамда тобланиб ва 200°C қиздириш ҳароратида бўшатиш техник темирларнинг ($C=0.15\%$) ейилиш қийматлари фарқидан топиш мумкин.

Экстремал киздириш ҳароратида нормаллаштирилган пўлатларни ейилиш қийматини камайиши

Пўлат маркалари	Ейилиш қийматини камайиши, %
Техник темир	2
Ст5Гпс	11
35	18
45	31
У8	36
У10	39

Пўлатларни турли киздириш ҳароратида нормаллаштирилган, оддий тоблаш ҳароратида фазавий қайта кристалланишдаги структура ташкил этувчиларнинг қонуниятини тузишдаги изланиш натижалари аниқланди. Яъни, фазавий қайта кристалланиш барча пўлатларни тоблаш учун қабул қилинган киздириш ҳарорати йўли билан ўтказилди. Углеродли пўлатлар сувда ёки 10 % NaCl қоришмали сувида (Ст5Гпс), камлегирланган 65 Г маркали пўлат мойда совутилди. Тоблашдан кейин пўлат намуналари (Ст5Гпс марка пўлатнинг айримларидан ташқари) 200°C киздириш ҳароратида бўшатилади.

Тадқиқотлар ўрганилаётган пўлатларни фазавий қайта кристалланишдан кейин, нормаллаштириш ҳароратидан қатъий назар, аустенит донаси ва қаттиқлиги бир хилда, қолдиқ аустенит қисми минимал даражада эканлиги маълум бўлди. Фақатгина, майин структуранинг таркиби, нормаллаштириш ҳароратига боғлиқ ҳолда экстремал қонуниятига алмашди. Дислокация зичлигини максимал қиймати 1100°C киздириш ҳароратида нормаллаштирилиб, стандарт тоблаш ҳароратида қайта тобланган намуналарда кузатилди. Бу эса бирламчи кўшструктура элементларини қайта фазали кристалланиш ўтказилгандан кейин наслланишидан гувоҳлик беради. Қайта тоблашдан сўнг углерод атомларининг кўп қисми дислокацияга ўтиб кетади, шунинг учун экстремал ҳароратда киздириб нормаллаштиришдан сўнг тобланган пўлатлар мартенсит структурасидаги тетрагонал панжарада углерод миқдори минимал даражада бўлади. Аниқ натижаларни 1100°C ҳароратда тобланган намунадан аниқлаш мумкин. Кўпгина ҳолларда, Ст5Гпс маркали пўлат (C=0.28 %, Mn=1.05 %) киздириб тез совуши натижасида мартенсит структура ҳосил қилади, аммо тетрагонал панжарадаги углероднинг миқдори 0.15 % дан ошмайди, 1100 ва 1150°C киздириш ҳароратда тобланган намуналарни тетрагонал панжарасидаги углероднинг миқдори нолга тенг (2 – жадвал).

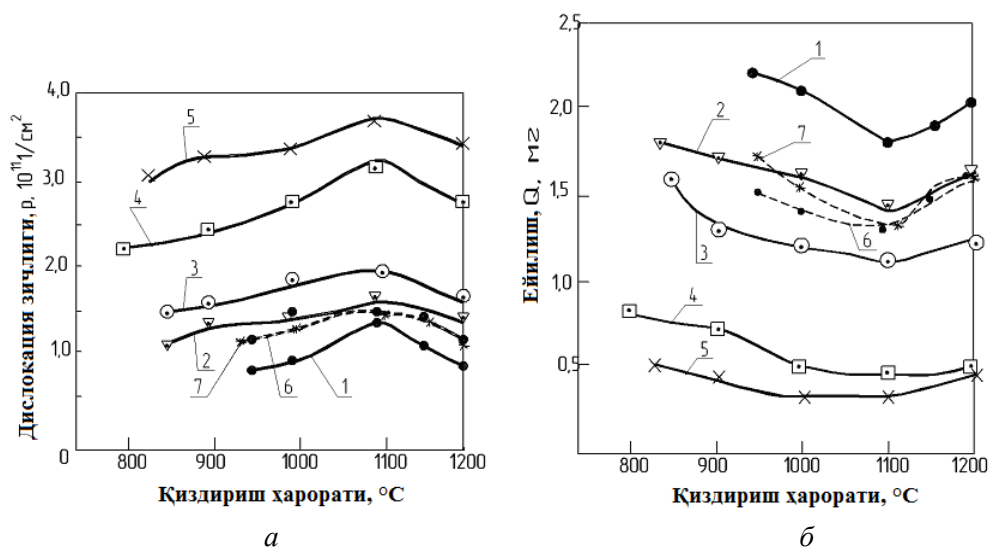
2 – жадвал

Ст5Гпс маркали пўлатнинг мартенсит тетрагонал панжарасидаги углерод миқдорининг тоблаш ҳароратига боғлиқлиги

Тоблаш ҳарорати, °C	C, %
950	0.15
1000	0.15
1100	0
1150	0
1200	0.13

Пўлатни тоблангандан кейинги максимал дислокация зичлиги қиймати ρ , дастлабки экстремал киздириш ҳароратда нормаллаштириш ўтказилган намуналарда кузатилди, бу эса пўлатларни маҳкамланмаган абразив заррачалар билан ўзаро ишқаланишидаги ейилиш бардошлилигига сезиларли даражада таъсир қилди (расм).

Тобланган ва бўшатилмаган Ст5Гпс маркали пўлатнинг (200°C киздириш ҳароратда бўшатирилган ҳолатига солиштирилганда) ейилишга бардошлилик даражасининг ошиши, ишқаланиш жараёнида динамик деформацияланган эскиришнинг қаршилик кўрсатилиши ҳисобига деб тушунтириш мумкин.



Пўлатларни қиздириш ҳароратини дислокация зичлиги ρ (а) ва ейилиш қийматига (б) таъсири: 1 – Ст5Гпс; 2 – 35; 3 – 45; 4 – У8; 5 – 65Г. As_3 (ёки As_1)+30 – 50°C қиздириш ҳароратида тугалланган термик ишлов, тоблаш ва 200°C ҳароратида бўшатиш; 6, 7 – Ст5Гпс тобланиб бўшатилмаганда, бу ерда 7 – кўрсатилган ҳароратда бирданига тобланганда

Шундай қилиб, углеродли ва кам легирланган пўлатларда нормаллаштириш термик ишлови ўтказилгандан кейинги ейилишга бардошлилик қиймати, унинг нормаллаштириш ҳароратига боғлиқ бўлиши маълум бўлди. Минимал ейилиш қиймати 1100°C ҳароратда қиздириб нормаллаштирилган пўлат намуналарида кузатилди. Пўлатларни нормаллаштиришдан ҳосил қилинган структура элементларини тоблангандан кейин ҳам наслланиб, сақланиб қолиш ҳолати кузатилди. Натижада охириги тоблаш ва бўшатишдан сўнг максимал дислокация зичлигига эга бўлган пўлатларни олиш имкониятига эга бўлинади. Экстремал режимда термик ишлов ўтказилгандан кейин пўлатларнинг ейилишга бардошлилик қиймати икки мартабага ортади. Тобланиб бўшатилмаган Ст5Гпс пўлат намунасининг ейилишга бардошлилиги 200°C ҳароратда бўшатишган намунасига нисбатан 30 % гача юқори бўлиши аниқланди.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Панов И. М., Панов А. И. Современные тенденции развития техники для обработки почвы // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1989. №5. С. 32 – 36.
- [2] Качев В. Н. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин. М.: Машиностроение, 1999. – 264 с.
- [3] Зайченко Ю. А., Косаревский С. М., Мамыкин С. М., Петренко Ю. М. Индукционно - металлургический способ восстановления детали // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2010. №6. С. 39–42.
- [4] Беренштейн Д. Б. Абразивное изнашивание лемешного лезвия и работоспособность плуга // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2012. № 6. С. 39 – 42.
- [5] Бердиев Д. М. Повышение абразивной износостойкости сталей // Техника и технологии машиностроения // VI международная конференция. Омск. 20 – 21 апреля 2017. С. 3 – 8.

Ислом Каримов номидаги Тошкент давлат техника университети

02.03.2018 й.
қабул қилинган

Д.М. Бердиев. Влияние температуры нагрева на абразивную износостойкость сталей

В статье рассматривается повышение износостойкости рабочих органов сельскохозяйственной техники, эксплуатируемой в условиях абразивного износа. Предлагается проведение термической обработки образцов из стали с целью повышения абразивной износостойкости. Дается анализ результатов исследования абразивной износостойкости образцов из сталей Ст5Гпс, 35, 45, 65Г, У8.

D.M. Berdiyev. Influence of heating temperature on abrasive wear resistance of steels

The article deals with the increase of wear resistance of the working organs of agricultural machinery used in abrasive wear. A thermal treatment of samples from steel is proposed with the aim of increasing abrasive wear resistance. The results of the study of abrasive wear resistance of specimens made of steels St5Gps, 35, 45, 65G, U8.

**ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗРАБОТКИ УПРАВЛЯЕМЫХ ПРЕЦИЗИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ.
ОТ ТЕОРИИ К КОНСТРУКЦИЯМ (ЧАСТЬ 1)**

В решениях Международной федерации по теории механизмов и машин (IFToMM) подчеркивается, что одним из основных ее актуальных научных направлений по теории машин и механизмов (ТММ) является необходимость активизации научных исследований по управляемым механизмам. К настоящему моменту не были проведены широкомасштабные исследования по созданию теоретических основ механизмов с управляемыми геометрическими, кинематическими, динамическими параметрами и связями исполнительных звеньев с высшими и низшими кинематическими парами при учете технологических процессов. Кроме того, в мировой практике научных работ по управляемым механическим системам, в подавляющем большинстве случаев, результаты теоретических исследований не завершаются предложениями по разработке конкретных конструкций механизмов применительно к технологическим машинам. При этом разрабатываемые механические системы и механизмы должны обеспечивать точные законы и траектории движений рабочих и исполнительных органов технологических машин (и в плоскости, и в пространстве) за счет управляемости геометрических, кинематических, динамических параметров и связей системы, что позволяет расширить их функциональные возможности.

При разработке концепции развития и создания нового поколения механизмов и механических систем с расширенными функциональными возможностями применительно к конкретным отраслям промышленности представляет интерес использование перспективных инновационных направлений, в частности, принципов прецизионной вибрационной механики. Один из них – возбуждение высокочастотных упругих колебаний в зоне контакта фрикционных передач для изменения силы сухого трения.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что под действием вибрации сила сухого трения изменяет свои характеристики, а также направленные микровибрации оказывают существенное влияние на работоспособность узлов с фрикционными сопряжениями. Кроме того, интерференция колебаний в зависимости от их параметров (частота, амплитуда) вызывает значительное уменьшение силы трения [1 – 3]. При этом высокочастотные вибрации, особенно лежащие в ультразвуковом диапазоне, приводят к качественному изменению ряда параметров вибромеханизмов. Пьезокерамические и магнитострикционные излучатели ультразвуковых колебаний обладают свойством обратного пьезоэффекта. Используя это свойство излучателей, можно получать высокочастотные упругие колебания – «бегущая волна» и «стоячая волна» в зоне контакта. С изменением параметров ультразвуковых микровибраций представляется возможным управление значением силы сухого трения и ее направлением в широком диапазоне. Возможность эффективного управления коэффициентом силы сухого трения позволит получить требуемые законы движения фрикционно-сопряженных кинематических пар.

При эффективном использовании принципов прецизионной вибрационной механики были разработаны аналитически и с применением современных ЭВМ программ реализованы математические модели фрикционных механизмов с управляемыми параметрами и связями [4 – 6]. На основе полученных научных результатов разработаны принципиально новые конструкции нового поколения и обоснованы возможности использования новых конструкций управляемых фрикционных механизмов с вибрационным действием во многих отраслях современной техники.

Фрикционный механизм с управляемой силой сухого трения. Управление силой сухого трения с помощью направленных ультразвуковых колебаний в зоне контакта трущихся звеньев позволили создать новые фрикционные механизмы и фрикционные пары, отличающиеся от известных рядом таких преимуществ, как управление движением выходных звеньев и сочетанием высокой чувствительности при неограниченных ходах.

Для получения прецизионного углового перемещения, а также реверсивного движения ведомого звена разработана фрикционная передача (рис. 1). Она состоит из следующих основных элементов. Приводной вал 1 имеет два ролика 3, 7, на которых соосно установлены кольцеобразные пьезокерамические преобразователи 2, 8, соединенные с блоком управления 9 и генера-

тором 10. Ведомое звено 4, установленное на ось 6, фрикционно сопрягается с роликами 3 и 7 с помощью упругого элемента 5.

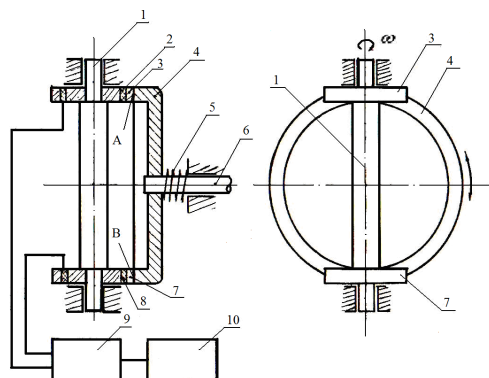


Рис. 1. Схема фрикционной передачи

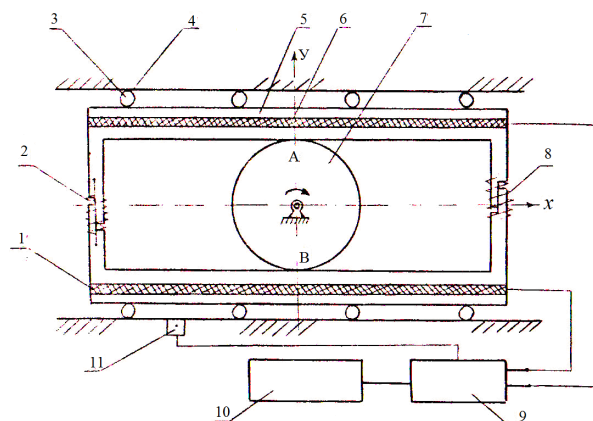


Рис. 2. Схема фрикционного механизма преобразования вращательного движения в поступательное

Фрикционная передача работает следующим образом. Приводной вал начинает вращаться вокруг своей оси, соответственно, будут вращаться жестко закрепленные на нем ролики. За счет силы прижима упругого элемента в точках контакта *A* и *B* между роликами и ведомым звеном 4 возникают силы трения, направленные в одну сторону, модули которых одинаковы, т.е. $F_T^A = F_T^B$. Поэтому пока движение ведомого звена невозможно. Подключением пьезокерамического кольца 2 к генератору с помощью блока управления в точке *A* сила трения резко уменьшается, так как кольца излучают высокочастотные упругие колебания и ведомое звено начинает вращаться в сторону направления силы трения F_T^B , потому что сила трения в точке *B* становится намного больше, чем F_T^A .

Вращение ведомого звена в другую сторону осуществляется переключением генератора на другой преобразователь колебаний, т.е. отключением кольца 2 от генератора и включением кольца 8. Вследствие этого в точке *B* сила трения резко уменьшается, а в точке *A* она приобретает свое прежнее значение, т.е. $F_T^A > F_T^B$, и ведомое звено начинает вращаться в другую сторону по направлению F_T^A . Таким образом, наблюдается реверсивное движение ведомого звена.

Для получения прецизионного углового перемещения ведомого звена оба преобразователя колебаний подключаются к генератору одновременно. При этом разность силы трения в точках *A* и *B* можно получить изменением характеристик (частоты или амплитуды) задаваемых электрических сигналов с помощью блока управления. Следует отметить, что реверсивное движение ведомого звена можно достичь и без блока управления.

Фрикционный механизм преобразования вращательного движения в поступательное движение. Существующий фрикционный механизм преобразования вращательного движения в поступательное движение, содержащий управляемый генератор, направляющие, размещенные в них симметрично разделенные на две части подвижной элемент и приводной вал, обладает рядом недостатков. В частности, условия герметичности, предъявляемые к механизму, а также при работе механизма в разных приводах не всегда удается следить за движением подвижного элемента, т.е. невозможно определить положение подвижного элемента и т.д.

Вышеуказанные недостатки устранены в новом разработанном механизме (рис. 2), тем самым повышена его надежность.

Разработанный фрикционный механизм включает следующие основные элементы: приводной вал 7, вращающийся вокруг своей оси, контактирующий с ним подвижной элемент 5, снабженный пьезоэлектрическими преобразователями колебаний 1, 6 соединенные с генератором 10 через блок управления 9. Подвижной элемент 5 снабжен также упругими элементами 2, 8. На направляющий 4, имеющий ролики 3, помещен датчик 11 для фиксации положения подвижного элемента 5.

Подвижной элемент, выполненный из твердого материала (например, из стали), может двигаться по оси x , благодаря силе трения, возникающей в точках контакта A и B . Для управления этой силой жестко установлены пьезокерамические преобразователи колебаний в виде пластинок. Подвижной элемент разделен на две части таким образом, чтобы они могли двигаться относительно друг друга по вертикальной оси y , а также для поддержания постоянного контакта с приводным валом снабжен упругими элементами, например, пружинами.

Фрикционный механизм работает следующим образом. Приводной вал вращается вокруг своей оси с постоянной угловой скоростью ω . Благодаря силе прижима упругих элементов в точках A и B возникают силы трения, равные по модулю и направленные противоположно друг к другу. Пьезокерамические пластинки, получив одинаковые высокочастотные электрические сигналы от генератора, излучают высокочастотные изгибные колебания.

Для получения прецизионного позиционирования подвижного элемента в блок управления поступают сигналы, а на другой вход поступает информация от измерительного потенциометрического датчика о действительном положении подвижного элемента. Блок управления обрабатывает информацию, полученную от датчика, изменяет характеристику (например, уменьшает частоту или амплитуду) электрического сигнала, передаваемого одной из пьезокерамических пластинок. Вследствие этого появляется разность сил трения, которая заставляет двигаться подвижной элемент. Если уменьшена сила электрического сигнала, передаваемая на пластинку b , то в точке A возрастает сила трения и подвижной элемент будет двигаться направо по оси x до определенного расстояния. Аналогично получают перемещения подвижного элемента налево. В то время, когда подвижной элемент находится в просчитанном положении, блок управления остановит его, т.е. начинает передавать обеим пластинкам одинаковые электрические сигналы, вследствие чего исчезает разность сил трения.

В указанной выше конструкции фрикционной передачи для управления законом движения ведомых звеньев используется упругое одномерное ультразвуковое колебание, направленное вертикально к плоскости соприкосновения фрикционных пар.

Предлагаемый фрикционный механизм разработан для использования при конструировании позиционирующих систем, в приводах позиционирования магнитных головок запоминающих устройств или устройств выборки информации. Кроме того, этот фрикционный механизм может быть также использован при конструировании быстродействующих электромеханических приборов, скоростных прецизионных узлов и механизмов для получения реверсивного движения и преобразования вращательного движения в поступательное перемещение.

Фрикционный механизм с синхронным вращением колес. В существующих фрикционных передачах отсутствует однозначная зависимость между кинематическими параметрами ведущего и ведомого звеньев, что обусловлено основным недостатком таких передач – проскальзыванием. При разработке конструкций управляемых фрикционных передач для робототехники, прецизионной вибротехники и других отраслей точного приборостроения важно получить синхронные вращения фрикционных сопряженных колес без проскальзывания. Синхронизация с помощью промежуточных звеньев весьма громоздка, металлоемка и сложна.

Учитывая изложенное, предлагаем более простое решение задачи, осуществляемое путем

применения пьезокерамических преобразователей в конструкциях фрикционных передач, например, кольцевого пьезокерамического преобразователя упругих колебаний, выполненного из пьезокерамики ЦТС-23.

Схема подключения пьезокерамики к генератору и вид волновых деформаций показаны на рис. 3. Для получения «стоячих волн» по окружности кольца 2 внешний электрод 3 разделен на несколько (например 6, 8, 10 и т.д. на четное число) равных частей и подключен к генератору 4, а внутренний электрод 1 заземлен.

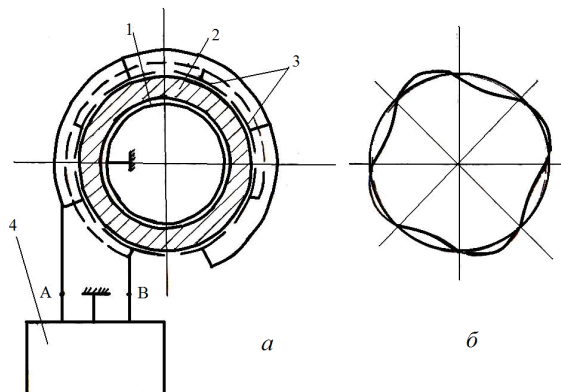


Рис. 3. Схема подключения электродов пьезокерамического кольца к генератору (а) и форма деформации кольца (б)

На выходе A и B генератора сдвиг фаз напряжения, передаваемого к внешним электродам, равен π . При этом многофазное электрическое напряжение определяется выражением

$$U_i = U_o \sin(\omega t + 2\pi i / k),$$

где U_i – напряжение, подаваемое на i -й электрод; U_o – амплитуда питающего напряжения; ω – циклическая частота электрического напряжения; t – время; k – количество фаз питающего напряжения; i – порядковый номер электрода.

В кольце создается механическое напряжение, обусловливаемое обратным пьезоэффектом. Таким образом, по окружности кольца получаются упругие высокочастотные колебания типа «стоячая волна» (рис. 3, б).

На основе указанного выше эффекта разработана принципиально новая конструкция синхронной фрикционной передачи, изображенная на рис. 4. Она включает следующие основные элементы: ведущий шкив 1 и ведомый шкив 2, установленные на валу 3, 4, вращаются вокруг неподвижных осей, два дисковых пьезокерамика 5, 6, имеющие на одном торце разделенные электроды 7, 8 и генератор высокочастотных электрических сигналов 9.

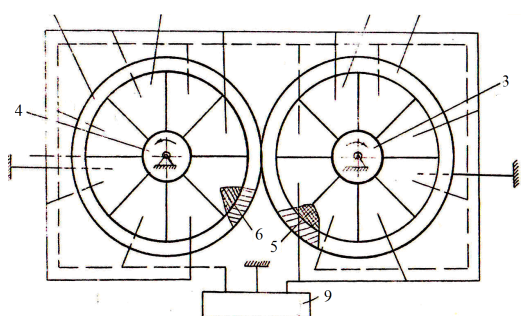


Рис. 4. Схема синхронной фрикционной передачи

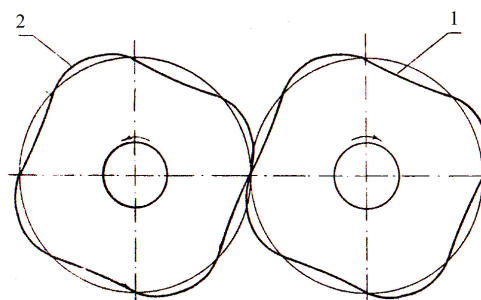


Рис. 5. Схема формы деформаций колес при работе синхронной фрикционной передачи

Синхронное вращение шкивов обеспечивается следующим образом. Ведущий вал вращается вокруг оси, за счет сил трения между поверхностями шкивов вращается и ведомый вал. При подаче высокочастотных электрических сигналов от генератора к электродам пьезокерамики начинают колебаться в радиальном направлении, соответственно колеблются и рабочие поверхности шкивов. Разность фаз на противофазном выходе генератора строго равен π . Благодаря этому и порядку подключения секторов электрода получается соответствующая форма колебаний рабочих поверхностей шкивов, показанная на рис. 5. Как установлено, на каждой поверхности шкивов появляются так называемые «мнимые зубья», вследствие чего передача будет работать как зубчатая. Число «мнимых зубьев» каждого шкива зависит от числа разделенных секторов электрода. Таким образом, благодаря «мнимым зубьям» обеспечивается синхронное вращение валов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Фролов К.В. Некоторые проблемы колебаний систем с переменными и управляемыми параметрами // Колебания и устойчивость машин. М.: Наука, 1968. С. 84 – 93.
- [2] Вибрации в технике. Справочник. В 6-ти т. / Под ред. акад. Фролова К.В.. М.: Машиностроение, 1978 – 1981. Т.1–6. – 456 с.
- [3] Karimov K. A., Bansevich R. J. Analysis and synthesis of friction mechanisms with the controlled and ties. The theory of mechanisms and machines // Proceedings of the 9-th World congress. Vol. 1. August 29 – September 1–2 1995. Milano, ITALY. P. 71 – 74.
- [4] Каримов К.А., Умурзаков А.Х. Теория и конструкции фрикционных механизмов с управляемым трением. Ташкент: ТашГТУ, 2014. – 147 с.
- [5] Каримов К.А., Каримов Р.И., Ахмедов А.Х. Развитие теоретических основ механизмов с управляемыми параметрами и связями. Ташкент: Iqtisod – Moliya, 2016. – 326 с.
- [6] Karimov K., Ahmedov A. and etc. Development and analytical realization of the mathematical model of controlled motion of a positioning mechanism. Part 1 // European Applied Sciences. Stuttgart, Germany, 2015. N. 3. P. 61 – 63.

К.А. Каримов, А.Х. Умурзаков, А.Х. Ахмедов. Бошқариладиган прецизион механизмларни яратишнинг истиқболлари. Назариядан қурилмалар сари (I қисм)

Ҳозирги кунгача механизм ва машиналар назарияси фанида бошқариладиган механик системаларнинг назарияси бўйича ўтказилаётган кўпчилик илмий-тадқиқот ишларида олинган илмий натижалар асосида параметрлари ва боғланишлари бошқариладиган механизмларнинг янги қурилмаларини яратиш билан яқунланмаган. Ушбу мақоланинг биринчи ва иккинчи қисмларида назарий тадқиқотлар асосида прецизион вибромеханика усулларида кенг фойдаланилган ҳолда бошқариладиган фриксион механизмларнинг янги қурилмалари асослаб берилган.

К.А. Karimov, A.Kh. Umurzakov, A.Kh. Akhmedov. Prospects of working out of operated precision mechanisms. From the theory to designs (Part I)

In the common theory of machine and mechanisms results of theoretical probes on steered mechanical systems are not completed by offers on working out of essentially new constructions of gears with steered parameters and links. In the given paper on the basis of theoretical probes and the received scientific results offers on working out of highly effective new constructions of steered gears are justified. In particular, designed new constructions of the steered frictional gears grounded on change of a friction force at wide use of principles precision vibromechanics.

УДК 532.526.4

**З.М. МАЛИКОВ, А.Т. ЙЎЛДАШЕВ, Д.А. КУЛДОШЕВ, А.А. АБДУКАДЫРОВ,
К.Ф. КИМ, К.М. РУЗИКУЛОВ**

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПЫТНО- ПРОМЫШЛЕННОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ СЕПАРАЦИИ ЦИНКОВОГО ПОРОШКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЕЁ ИСПЫТАНИЙ

Цинковый порошок и его более мелкая фракция – пыль являются одними из важных продуктов. Цинковый порошок (пыль) представляет собой тонкий голубовато-серый порошок почти чистого цинка (95 – 98%) с небольшим количеством примесей.

Цинковый порошок – это достаточно многогранный продукт, имеющий много областей применения. Цинковую пыль вводят в протекторные лакокрасочные материалы (ЛКМ) (грунты и краски) для окрашивания судов, мостов и других сооружений, работающих в жестких атмосферных условиях. Хорошими антикоррозионными свойствами обладают покрытия, в составе которых присутствует смесь цинковой пыли и оксида цинка. Цинковый порошок используется в химической промышленности в качестве наполнителя, при производстве фторопласта и других полимеров, а также в смазочных материалах.

В пиротехнике цинковую пыль применяют для получения голубого цвета пламени. Цинковый порошок используют в аккумуляторных батареях, в производстве редких и благородных металлов. В связи с этим разработка технологии сепарации цинкового порошка является актуальной.

Специалисты АО «Алмалыкского ГМК» поставили задачу перед Научно-исследовательским центром сепарировать цинковые порошки, производимые на цинковом заводе по размерам. Для использования порошка цинка в определенных технологических процессах средний размер частиц цинка должен быть около 7.5 мкм. С этой целью на цинковом заводе АО «Алмалыкского ГМК» была разработана технология сепарирования порошка цинка с использованием циклона. Идея заключалась в том, что порошок цинка пропускать через циклон, где наиболее крупные частицы цинка осаждались в нем, а мелкие – в рукавном фильтре. Однако исследования порошка, отобранного из циклона и рукавного фильтра, показали, что в рукавный фильтр проходят не только частицы мелкой фракции, но и довольно крупные частицы цинка, что видно из приведенных данных графика для дисперсного состава, приведенных в табл. 1 (дисперсный состав определен на лазерном анализаторе «MALVERN»).

На основе патентных исследований и разработанного нового пылеуловителя [1, 2] произведена модификация пылеуловителя с целью классификации цинкового порошка.

Исходный дисперсный состав цинкового порошка и массовое содержание фракций в исходном порошке

Дисперсный состав	Содержание фракций в исходном порошке				
	от 0 до 7.5 мкм	от 7.5 до 10 мкм	от 10 до 15 мкм	от 15 до 20 мкм	от свыше 20 мкм
Цинковый порошок из бункера циклона, %	1.57	1.56	3.79	5.74	87.34
Цинковый порошок из бункера рукавного фильтра, %	34.42	13.25	19.60	11.02	21.71

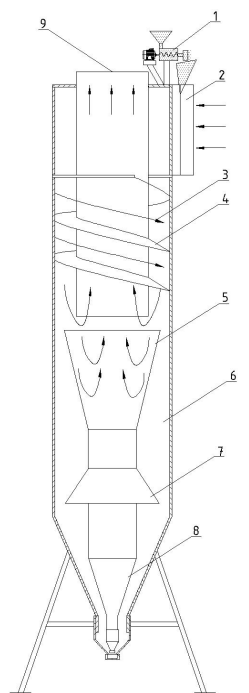


Рис. 1. Классификатор, разработанный Научно-исследовательским центром по проблемам отраслевого машиностроения по проблеме монтажа, представленной на рис. 2.

Принципиальная схема данного классификатора представлена на рис. 1. Классификатор включает шнековый механизм подачи порошка 1, вход воздуха в сепаратор 2, направление скорости потока 3, шнековый канал для закрутки воздуха 4, конус для улавливания частиц мелкой фракции 5, пространство для улавливания частиц крупной фракции 6, обратный конус для предотвращения уноса уловленной пыли 7, бункер для уловленных мелких частиц 8, отводную трубу 9.

Принцип работы устройства заключается в следующем. Через отводную трубу 9 всасывается воздух пылесосом. Через шнековый механизм во вход сепаратора подается порошок цинка, который увлекается входящим потоком воздуха внутрь аппарата. В шнековом канале 4 поток и частицы цинка приобретают вращательную скорость. Под воздействием центробежной силы крупные частицы цинка перемещаются к стенке сепаратора и по инерции входят в пространство 6. Более мелкие частицы входят в конус 5, где накапливаются в бункере 8, а самые мелкие частицы всасываются в отводную трубу и удерживаются рукавным фильтром. Обратный конус 7 необходим для предотвращения вторичного уноса.

С целью проведения опытно-промышленных испытаний сепарации цинкового порошка произведен монтаж разработанного классификатора на цинковом заводе, согласно монтажной схеме, представленной на рис. 2.

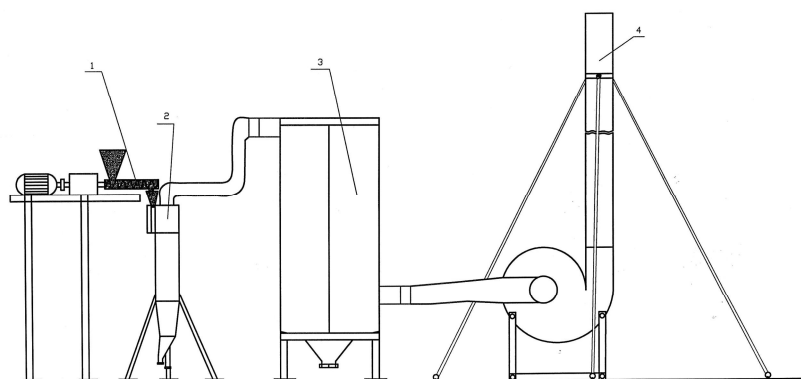


Рис. 2. Монтажная схема для испытаний разработанного классификатора: 1 – дозатор; 2 – классификатор; 3 – рукавный фильтр; 4 – всасывающий вентилятор

Дозатор с производительностью 100 кг/ч выполнял функцию равномерной подачи цинкового порошка в классификатор. Классификатор – аэродинамическая установка, разработанная

исполнителем для разделения цинкового порошка по фракциям. Классификатор предназначен для разделения порошка на три фракции – до 4 мкм, от 4 до 7 мкм и более 7 мкм. Порошок с размерами фракций более 7 мкм удерживался на внешнем бункере, порошок от 4 до 7 мкм – во внутреннем бункере классификатора, а самые мелкие фракции менее 4 мкм – рукавным фильтром.

Производительность по всасыванию воздуха была равна 1200 м³/ч, а скорость потока воздуха в классификаторе – 13 м/с.

Для испытания разработанной установки сепарируемым порошком был взят цинковый порошок мелкой фракции цинкового завода АО «Алмалыкский ГМК». Дисперсный анализ сепарируемого порошка проведен на лазерном анализаторе «MALVERN».

Во время испытания разработанной технологической линии по сепарации цинкового порошка из 1 т сепарируемого цинкового порошка получено:

713 кг крупного порошка (более 7мкм) из внешнего бункера – 71.3 %;

250 кг мелкого порошка (от 4 до 7 мкм) из внутреннего бункера – 25.0 %;

37 кг сверхмелкого порошка (до 4 мкм) из рукавного фильтра – 3.7 %.

Исходный порошок имел фракцию до 7.5 мкм, т.е. 34.42 %, суммарный выход годной фракции составлял 28.7 %.

Результаты оценки качественного состава пыли цинка на лазерном анализе «MALVERN» показали, что средний размер порошка из внутреннего бункера составляет 6.8 мкм, из рукавного фильтра – 4 мкм. Оценка качества сепарированного порошка производилась путем сравнения с импортным порошком. Результаты дисперсного состава сепарированного и импортного порошка представлены в табл. 2.

Таблица 2

Массовое содержание фракций в 100 кг порошка

Дисперсный состав	От 0 до 7.5 мкм	От 7.5 до 10 мкм	От 10 до 15 мкм	От 15 до 20 мкм	Свыше 20 мкм
Импортный порошок, кг	61.39 %	14.63 %	14.69 %	4.54 %	4.75 %
Порошки внутреннего бункера + рукавного фильтра, кг	62.72 %	12.61 %	12.50 %	4.65 %	7.52 %

Сравнение показывает, что сепарированные порошки внутреннего бункера и рукавного фильтра не уступают импортным. В связи с этим они вполне могут заменить импортный порошок в технологических процессах. В ходе испытания установки получено 1500 кг ценного порошка (до 7 мкм) для промышленного испытания в ГП «Навоийский ГМК».

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Маликов З.М., Ризаев А.А., Йулдашев А.Т., Хасполатов В.Ш. Разработка воздушно-инерционного классификатора для цинкового порошка и его испытание в опытно-промышленных условиях // Материалы Международной научно-технической конференции «Прочность конструкций, сейсмодинамика зданий и сооружений». Ташкент, 2016. С. 420 – 423.
- [2] Патент РУз № IAP 05231 от 25.05.16. Аппарат сухой инерционной очистки газов. Авторы: Маликов З.М., Ризаев А.А., Фарманов А.К, Санакулов К.С. и др.

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

Дата поступления
18.04.2018

З.М. Маликов, А.Т. Йулдашев, Д.А. Кулдошев, А.А. Абдукадыров, К.Ф. Ким, К.М. Рузикулов. Рух кукунини сепарациялаш учун саноат-тажриба ускунасини лойихалаш ва унинг тажриба натижалари

Мақолада майда цинк чангини қўллашни долзарблиги келтирилган. Чангни ажратилиш учун тажриба лаборатория дастгоҳи ҳамда синов натижалари келтирилган. Импорт чанги билан чанг ўлчамларини ўзгартиришнинг қийсий натижалари келтирилган.

Z.M. Malikov, A.T. Yuldashev, D.A. Kuldoshev, A.A. Abdukadirov, K.F. Kim, K.M. Ruzikulov. Projection of the experienced plant for separation of zinc powder and results of its tests

The article describes the relevance of companies of fine zinc powder (dust).For separation of zinc powder provides laboratory experimental industrial setting, the results of the tests. Provides comparative disperse such imported powder.

АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ РОЛИКА УСТРОЙСТВА ДЛЯ НАНЕСЕНИЯ ПОЛИМЕРНОЙ КОМПОЗИЦИИ ПО СТРОЧКЕ СШИВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ В ШВЕЙНОЙ МАШИНЕ

Качество изготавливаемых швейных изделий во многом зависит от прочностно-деформационных характеристик строчек [1]. Важным является повышение прочностных характеристик строчек сшиваемых материалов путем нанесения на них дополнительно полимерных композиций [2]. В настоящее время недостаточно эффективны технологии и устройства, позволяющие повышать прочность строчек сшиваемых материалов.

В предлагаемой конструкции для нанесения полимерной композиции на стачиваемые детали одежды [3 – 5] содержатся (рис. 1) корпус 1, верхний и нижний составные ролики, установленные на валах 2 и имеющие упругие (резиновые) втулки 3, пластмассовые пористые втулки 4 с усеченными коническими сквозными отверстиями 5 на их поверхности и выступами 18, по краям втулок 4 и подшипники 6 и 7, верхняя ванна 8 с полимерной композицией, нижняя ванна 19 с полимерной композицией, питающая трубка 9 с регулятором 10 подачи полимера.

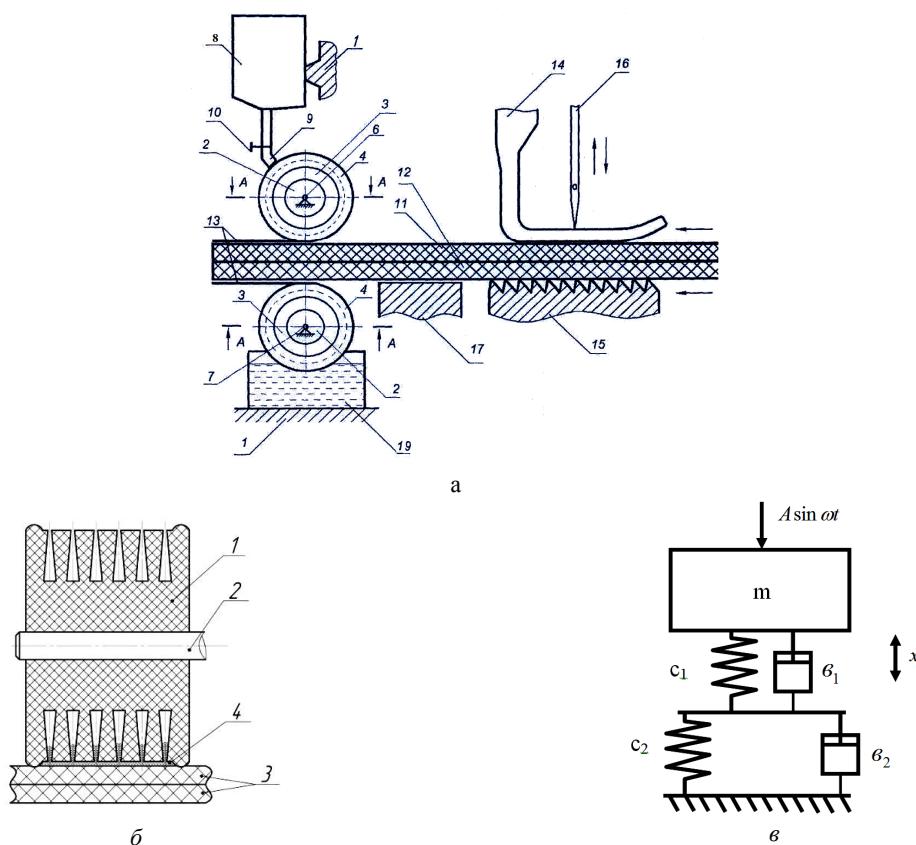


Рис. 1. Устройства для нанесения полимерной композиции на стачиваемые детали края: а- общая схема; б – резиновый ролик; в – расчетная схема вертикальных колебаний оси ролика устройства

Предлагаемое устройство работает следующим образом. При стачивании текстильные материалы прижимаются лапкой 14 к зубчатой рейке 15 и игольной пластине 17. Продвижение ткани на величину стежка осуществляется зубчатой рейкой, расположенной в прорези игольной пластины. Рейка подаёт материалы только под иглу 16, а направление перемещения материалов при выполнении строчки задаёт работница. При взаимодействии иглы 16 и челнока (на чертеже не показан) происходит образование челночного стежка. Далее стачиваемые материалы попадают под взаимно вращающиеся верхний и нижний составные ролики, установленные на валах 2 и связанные с корпусом швейной машины 1 посредством подшипников 6 и 7. В процессе продвижения

тканей из верхней ванны 8 через питающую трубку 9 полимерный композит поступает к пористой втулке с усеченными сквозными коническими отверстиями 5 верхнего ролика и наносится на верхний слой 11 ткани в виде пленки 13. Подача полимерной композиции регулируется с помощью регулятора 10. На нижний слой 12 стачиваемых тканей полимерная композиция 13 наносится посредством деформирующейся пористой втулки 4, нижнего ролика, имеющего также пористую поверхность и усеченные конические сквозные отверстия на поверхности втулки и частично утопленного в растворе полимерной композиции в нижней ванне 19. В процессе стачивания полимерная композиция наносится полосой шириной 15 – 18 мм, таким образом, чтобы шов находился в центре полосы. Для обеспечения равномерности ширины нанесения полимерной композиции 13 на стачиваемые материалы 11, 12 втулки 4 вращающихся роликов выполнены с выступами 18 (0.5 – 1.0 см) по обоим краям. Эти выступы 18 плавно сопряжены с наружными цилиндрическими поверхностями втулки 4. В процессе нанесения полимерного композита 13 из-за неоднородности стачиваемых материалов 11, 12 втулки 4 копируют эти неровности за счет их деформации, а также упругих втулок 3 роликов. При недостаточности подачи полимерного материала за счет его капиллярности и смачиваемости запас полимерного материала вытекает из усеченных конических отверстий 5 втулок 4.

В процессе работы предложенного устройства для нанесения полимерных композиций на стачиваемые детали одежды за счет неоднородности стачиваемых материалов, полимерного композита и неравномерности вращения составного ролика происходят вертикальные колебания вала ролика. Следует отметить, что качество нанесения полимерного композита зависит от степени его заполнения в порах материалов. При этом заполнение пор полимерным композитом зависит от частоты и амплитуды вертикальных колебаний составного ролика. Рассмотрим расчетную схему колебания ролика, представленную на рис. 1, в.

Используя уравнение Лагранжа второго рода [6], составим дифференциальное уравнение вертикальных колебаний составного ролика устройства согласно расчетной схеме рис. 1, в. При этом дифференциальное уравнение, описывающее вертикальное перемещение оси ролика, имеет вид

$$(m_g + m_{pe} + m_k)\ddot{X} + (\epsilon_1 + \epsilon_2)\dot{X} + \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} X = A \sin \omega t, \quad (1)$$

где A , ω – амплитуда и частота возмущающей силы; m_g – масса оси ролика, кг; m_{pe} – масса резиновой втулки ролика, кг; m_k – масса полимерного композита, находящаяся в отверстиях ролика, кг; c_1 , c_2 – соответственно коэффициенты жесткости резиновой втулки ролика и стачиваемых материалов; ϵ_1 , ϵ_2 – соответственно коэффициенты диссипации резиновой втулки ролика и стачиваемых материалов.

Аналитическое решение (1) получим, используя методику, приведенную в работе [7]:

$$X = \frac{A \sin(\omega t + \gamma)}{\sqrt{\left[\frac{c_1 c_2}{(c_1 + c_2)(m_g + m_{pe} + m_k)} - \omega^2 \right]^2 + \left[\frac{(\epsilon_1 + \epsilon_2)\omega}{m_g + m_{pe} + m_k} \right]^2}}, \quad (2)$$

где γ – фаза смещения возмущающей силы.

При этом частота собственных колебаний оси ролика устройства определяется из выражения

$$f_c = \sqrt{\frac{c_1 c_2}{(m_g + m_{pe} + m_k)(c_1 + c_2)}}. \quad (3)$$

Численное решение задачи осуществим при следующих исходных значениях параметров: $c_1 = 1.5 \cdot 10^3$ Н/м; $c_2 = 0.5 \cdot 10^3$ Н/м; $A = 1.6$ Н; $m_g = 3.8 \cdot 10^{-2}$ кг; $m_{pe} = 2.3 \cdot 10^{-2}$ кг; $m_k = 0.15 \cdot 10^{-3}$ кг; $\epsilon_1 = 0.31$ Нс/м; $\epsilon_2 = 0.17$ Нс/м.

На рис. 2, а представлены графические закономерности изменения собственной частоты вертикальных колебаний вала ролика устройства для нанесения полимерных композиций на стежки сшиваемых материалов от вариации суммарной массы системы. На основе анализа рис. 1, а, б, в

установлено, что увеличение приведенной массы составного ролика приводит к уменьшению собственной частоты вертикальных колебаний вала ролика по нелинейной закономерности. Так, возрастание массы m_{np} от 22 до 124 г приводит к уменьшению собственной частоты вертикальных колебаний ролика от 20.5 до 9.72 Гц при коэффициенте жесткости $c_1=2.0 \cdot 10^3$ Н/м. С уменьшением значений коэффициентов жесткостей упругой резиновой втулки ролика c_1 и сшиваемых материалов c_2 общая закономерность снижения значений собственной частоты колебаний вала ролика, хотя и остается неизменной, но значения будут разными (см. 2, 4 на рис. 2, а). С увеличением частоты вертикальных колебаний ролика устройство полимерной композиции будет полнее заполнять поры сшиваемых материалов, что в конечном итоге приведет к повышению прочности соединения материалов. Поэтому рекомендуемыми значениями параметров составного ролика являются: $c_1=(2.0 \div 2.5) \cdot 10^3$ Н/м; $c_2=(0.8 \div 1.5) \cdot 10^3$ Н/м; $m_{np} \leq (3.5 \div 5.0) \cdot 10^{-2}$ кг.

Следует отметить, что изменение величины деформации сшиваемых материалов при взаимодействии с роликами устройства непосредственно влияет на амплитуду колебаний ролика, тем самым – на качество и равномерность слоя полимерной композиции, наносимой на швы стачиваемых материалов. На рис. 2, б приведены построенные графические зависимости изменения амплитуды колебаний вала ролика от изменения значений коэффициента жесткости резиновой втулки ролика.

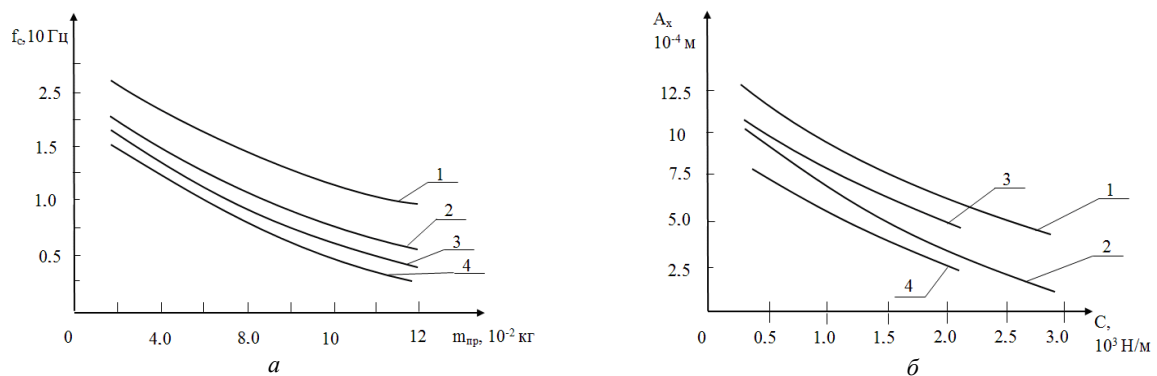


Рис. 2. График зависимости: а – зависимости изменения собственной частоты вертикальных колебаний вала резинового ролика от вариации приведенной массы ролика при: 1 – $c_1 = 2.0 \cdot 10^3$ Н/м; 2 – $c_1 = 1.2 \cdot 10^3$ Н/м; 3 – $c_2 = 0.5 \cdot 10^3$ Н/м; 4 – $c_2 = 0.3 \cdot 10^3$ Н/м; б – графические зависимости изменения амплитуды вертикальных колебаний вала ролика от изменения коэффициентов жесткостей резинового ролика и сшиваемых материалов при: 1, 2 – $A_x = f(c_1)$; 3, 4 – $A_x = f(c_2)$; 1, 3 – $\omega = 385$ с⁻¹; 2, 4 – $\omega = 428$ с⁻¹

Как видно из графиков рис.2, а, б, увеличение коэффициента жесткости резиновой втулки от $0.26 \cdot 10^3$ до $2.8 \cdot 10^3$ Н/м приводит к уменьшению амплитуды колебаний резинового ролика от $12.6 \cdot 10^{-4}$ до $5.1 \cdot 10^{-4}$ м при $\omega = 385$ с⁻¹, а при увеличении ω до 428 с⁻¹ амплитуда колебаний A_x уменьшается от $7.63 \cdot 10^{-4}$ до $1.21 \cdot 10^{-4}$ м по нелинейной закономерности.

При этом аналогичная закономерность наблюдается при увеличении коэффициента жесткости сшиваемых материалов (более плотные материалы) (см. кривые 3, 4 рис. 2, б). Это объясняется тем, что с увеличением частоты сшивания материалов ролика колеблются с меньшей амплитудой за счет влияния коэффициентов диссипаций v_1 и v_2 .

Поэтому при стачивании более плотных материалов для достаточного покрытия строчки полимерной композицией целесообразно использование стежков с большей длиной и меньшей частотой вращения главного вала швейной машины.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Веселов В.В., Горбунов И.Д., Молькова И.В. Устройство для нанесения жидкофазного полимера на срезы деталей края // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2007. № 3.
- [2] Веселов В.В., Колотилова Г.В. Химизация технологических процессов швейных предприятий: Учебник / Под ред. Веселова В.В. Иваново: ИГТА, 1999.
- [3] Бехбудов Ш.Х., Исроилова Б.Г., Ташпулатов С.Ш., Джураев А.Д. Устройство для нанесения полимерной композиции на стачиваемые детали одежды // Патент РУз № FAP 00905. Бюл. 2014. № 5. 22 апреля.

- [4] Бехбудов Ш.Х., Ташпулатов С.Ш., Джураев А.Дж., Исроилова Б.Г. Устройство для нанесения полимерной композиции на стачиваемые детали одежды // Патент РУз № FAP 00917. Бюл. №6. 2014. 21 мая.
- [5] Бехбудов Ш.Х., Ташпулатов С.Ш., Джураев А.Дж., Исроилова Б.Г. Устройство для нанесения полимерной композиции на детали одежды // Патент РУз № FAP 00885. Бюл. №3. 2014. 7 июля.
- [6] Mansurova M.A., Djuraev A.D., Behbudov Sh.H., Tashpulatov S.Sh. Mathematical model of dynamics of device for applying polymer composition on grind parts of the clothes // European Sciences review Scientific journal. 2016. № 11–12. (January–February). P. 129 – 131.
- [7] Джураев А. и др. Динамический анализ механизма нижней нити швейной машины двухниточного цепного стежка // Олий ўқув юртлари Ахбороти. 2003. № 2 – 3.

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности

Дата поступления
07.02.2018

М.А. Мансурова, Ш.Х. Бехбудов. Тикув машинасида тикилаётган матога полимер композит қоплаш қурилмасидаги роликнинг тебраниш таҳлили

Мақолада тикилаётган матога полимер композит қоплаш қурилмасининг ишлаш принциплари ва схемаси келтирилган. Мато ва роликнинг диссипатив қайшиқоқлиги ҳисобга олинган ҳолда, резинали ролик тебранишларини аналитик тадқиқот натижалари келтирилган. Таҳлиллар натижасида хусусий частота ўзгариши ва вертикал тебранишлар амплитудасининг боғлиқлик графиклари келтирилган, қурилмадаги роликнинг мақбул параметрлари аниқланган.

M.A. Mansurova, Sh.H. Behbudov. The analysis of fluctuations of the roller of the device for drawing of the polymeric composition on lines of sewed materials in the sewing machine

In article results the scheme and a principle of work of the device for drawing of a polymeric composition on lines of sewed materials in sewing-machines. Results of analytical research of fluctuations of a rubber roller with the account elastic dissipation properties of a roller and materials are resulted. On the basis of the analysis constructed graphic dependences of change of own frequency and amplitude of vertical fluctuations, a device roller are proved necessary parameters of system.

УДК 677.21: 177.21.004.15

О.С. НОРКУЗИЕВ, Н.Б. ДЖУРАЕВА, С.М. ШЕРКОБИЛОВ, М.М. МИРЗАЕВА

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОЛНОТЫ СБОРА И ОЦЕНКА КАЧЕСТВА СОБРАННОГО ХЛОПКА-СЫРЦА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КОЛИЧЕСТВА ШПИНДЕЛЕЙ ХЛОПКОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

В процессе машинного сбора на всех его этапах при сьеме хлопка с кустов шпинделями и транспортировании в бункер хлопковое волокно не должно повреждаться рабочими органами уборочного аппарата и терять при этом свои ценные текстильные качества. Качество работы хлопкоуборочных машин характеризуется полнотой сбора и качеством собранного хлопка-сырца. Полнота сбора зависит от правильной регулировки уборочных аппаратов машин, состояния рабочих поверхностей шпинделей, а также урожайности [1, 2].

Степень раскрытия коробочек, состояние растения хлопчатника, прямолинейность рядков зависят от качества предварительной подготовки участков для машинного сбора. При использовании отечественных машин полнота сбора за однократный проход достигает 84 – 87 %. Важным показателем качества работы является засоренность собранного хлопка. Особенно нежелательны мелкие, трудно отделяемые примеси. Для достижения максимальной полноты и качества собираемого хлопка необходимо оптимально выбрать конструкционные параметры вертикально-шпиндельных машин (ВША).

Хлопок-сырец, начиная с момента контакта со шпинделем до попадания в бункер машины, может повреждаться. Причинами повреждений могут быть момент захвата хлопка-сырца зубьями шпинделей, извлечение его из коробочек и наматывание на шпиндель [2, 3].

Рассмотрим процесс плодообразования куста хлопчатника и схему куста хлопчатника в момент его входа в рабочую зону хлопкоуборочной машины.

Высота стебля хлопчатника достигает $L=70 - 200$ см [1, 3]. Плод хлопчатника представляет собой коробочку диаметром 1.5 – 4.5 см, состоящую из трех или пяти долек. В процессе созревания коробочка раскрывается тремя (у тонковолокнистых сортов) или пятью (у остальных сортов) створками (рис. 1). Каждая долька коробочки содержит 7 – 9 семян, покрытых длинными (воло-

на) и короткими (подушки) волоконцами. Дольки зажаты между стенками створок. Кроме того, волокна долек часто защемляются между складками кожистой части, которые образуются при высыхании. Процесс извлечения долек из створок может также задерживаться шипами, расположенными на верхних ребрах створок. Плоды хлопчатника расположены в стебле конусообразно так, что основная часть урожая находится в нижней части в пределах от 5 до 35 см [1].

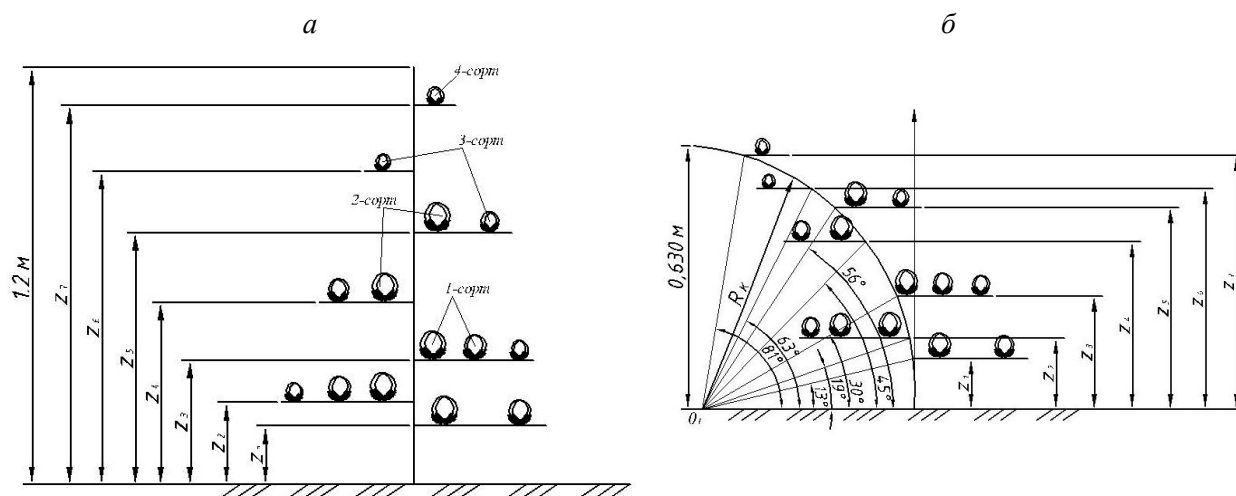


Рис. 1. Схема плодообразования куста хлопчатника (а) и схема куста хлопчатника при входе в рабочую зону хлопкоуборочной машины (б)

Ранее проведенные расчетные данные [3] показывают, что ВША достигает большой полноты сбора при увеличенных диаметрах d_c созревших коробочек. При этом наблюдается существенное снижение полноты сбора коробочек 4-го сорта хлопка по сравнению с 1- и 2-м сортами.

При созревании урожая хлопка в диапазоне $0.75 G_y - 1.0 G_y$ при первом сборе ВША наблюдается тенденция снижения полноты сбора с 85.42 до 84.89 %.

Проведем расчетную оценку изменения площади боковой поверхности созревших коробочек хлопка на модельных полях P_x , имеющих массу $G_y=400$ г/пог.м при вариантах созревшего урожая от $0.75 G_y$ до $1.0 G_y$. При $0.75 G_y$ используем следующие данные:

$$\sum_{k=1}^2 F_k N_k = (29 \cdot 27 + 28.1 \cdot 15) = 1204.5 \text{ см}^2,$$

где N_k – количество коробочек, шт/м²; $F_k = \frac{\pi}{4} d_1^2$ – площадь раскрытой коробочки в виде шара.

При расчетах уточним процесс захода куста хлопчатника в рабочую зону уборочного аппарата ВША, который опишем в следующем порядке (рис. 2). Считаем, что куст хлопчатника, который имеет естественную высоту от 1.0 до 1.2 м, перед заходом в рабочую камеру огибается до 0.63 м. При этом плотность куста хлопчатника в рабочей камере увеличивается до 30 – 40 %, в результате чего создается препятствие для извлечения хлопка из коробочек шпинделями ВША.

Для определения вероятности взаимного контакта волокон хлопка со шпинделями принимаем следующие допущения:

– поперечное сечение раскрытой коробочки не меняется при деформации рабочими органами ВША[2];

– хлопок извлекается из раскрытой коробочки при необходимой деформации шпинделями ВША (по данным экспериментальных исследований [1] установлено: 40% от диаметра раскрытой коробочки).

Используем понятие о количестве следов k_p на один погонный метр рабочей поверхности $s_p = 100 \cdot 63 = 6300 \text{ см}^2$, на которую воздействуют шпиндели ВША при сборе хлопка [1]. Используем величину средней поверхности

$$S_v = S_1 K_v = 10.26 \text{ шт./см}^2,$$

отнесенную к следу 1 шпинделя ВША на рабочую поверхность s_p . Сопоставление с площадью и

сечением созревших коробочек свидетельствует о том, что “теоретически” все полноценные (неразрушенные) созревшие коробочки должны сниматься рабочими органами ВША. Однако ранее выполненный анализ реализации технологического процесса ВША [4] показал, что каждый шпindel в рабочей щели способен извлечь и унести на своей поверхности “гарантированно” одну дольку хлопка. Поэтому используем уточненный термин эквивалентной поверхности одной дольки созревшего хлопка:

$$F_{dc} = \frac{1}{2}(F_{d1} + F_{d3}) = \frac{1}{2}(6.23 + 6.37) = 6.3 \text{ см}^2,$$

где значения площадей F_{d1} и F_{d3} соответствуют одной дольке средневолокнистого хлопка 1- и 2-го сортов с числом долек $n_o=4.5$ шт. и 3- и 4-го сортов с числом долек $n_o=3.5$ шт.

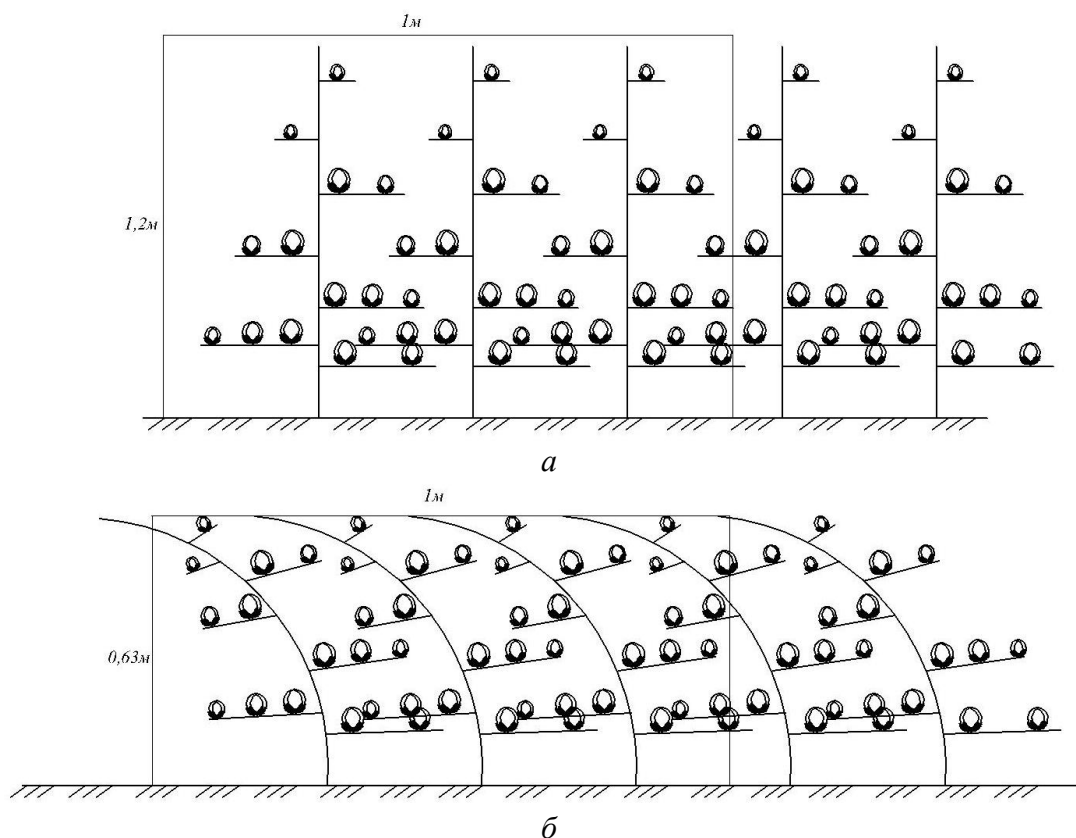


Рис. 2. Расчетная схема расположения кустов до захода (а) и перемещений коробочек хлопка при изменении структуры растений хлопчатника в рабочей камере ВША (б)

Далее используем допущение о том, что отношение $P_d = \frac{F_d}{S_1}$ косвенно характеризует ми-

нимальную вероятность захвата каждой отдельной дольки хлопка шпинделями ВША в рабочую щель. Представляем массу G_y созревшего урожая хлопка на модельных полях с P_x , состоящей из созревших коробочек массой $D_d G_x$, причем $D_K D_d = 1.0$.

Согласно ранее проведенным расчетам, была обоснована функция, определяющая полноту сбора урожая хлопка, состоящего из созревших коробочек диаметром d_0 . При этом доля $D_d G_x$ при первом сборе урожая хлопка ВША [2] собирается пропорционально P_x . При таких допущениях получим формулы для оценки:

– массы собранного ВША хлопка при первом сборе его урожая, состоящего из полноценных созревших коробочек с отдельными дольками диаметром d_c :

$$G_c = G_{yc} \left(P(d_c) \cdot D_k + D_d \frac{F_d}{S_1} \right) \cdot 10^2.$$

Результаты расчета $n_{п.з.}$ при вариациях $D_K=0.7-0.9$ и $D_d=0.3-0.1$ приведены в таблице.

Зависимость полноты сбора ВША при вариациях D_K и D_d серийными 12-шпindelными и новыми 14-шпindelными барабанами ($\Pi_{cp}P(d_c)=85\%$, $\Pi_{нв}P(d_c)=87\%$) хлопкоуборочного аппарата

D_K	0.9	0.85	0.8	0.75	0.7
D_d	0.1	0.15	0.2	0.25	0.25
Π_{cp}	82.6	81.5	80.3	79.1	77.0
$\Pi_{нв}$	84.4	83.2	81.9	80.6	79.0

Рассчитаем площади раскрытых коробочек в рабочей зоне на погонный метр $S_{II}=0.63 \text{ м}^2$ и сравним захватывающую способность шпindelей.

Считаем, что при $G_y=1.0$ ($G_y=400\text{г/пог.м}$) общая площадь созревшей модельной коробочки хлопка-сырца при $1-d_c=6.08 \text{ см}$, $2-d_c=5.98 \text{ см}$, $3-d_c=5.73 \text{ см}$, $4-d_c=4.9 \text{ см}$ занимает

$$S_{\text{сум}} = \left[\pi \cdot \left(\frac{d_{c1}}{2} \right)^2 \cdot n_1 + \left[\pi \cdot \left(\frac{d_{c2}}{2} \right)^2 \cdot n_2 + \left[\pi \cdot \left(\frac{d_{c3}}{2} \right)^2 \cdot n_3 + \left[\pi \cdot \left(\frac{d_{c4}}{2} \right)^2 \cdot n_4 \right] \right] \right] = 0.165 \text{ м}^2,$$

тогда $S_{II} = \frac{S_{\text{сум}}}{S_{II}} \cdot 100\% = 26.2\%$.

Следовательно, собираемый хлопок занимает 26.6% обрабатываемой площади без учета веток, кустов, створок и листьев.

Проведем расчеты, согласно данным, полученным экспериментальным путем [1]. Для расчета площади $S_{II}=0.63 \text{ м}^2$, обрабатываемой шпindelями, разделим площадь S_{II} на общее число квадратов n , занимаемое хлопком $n_{\text{хлп}}$, ветками $n_{\text{вет}}$ и листьями $n_{\text{лист}}$, при $G_y=1.0$.

Процентное соотношение занимаемой площади хлопком $n_{\text{хлп}}$, ветками $n_{\text{вет}}$ и листьями $n_{\text{лист}}$ составляет

$$S = \frac{n_{\text{хлп}} + n_{\text{вет}} + n_{\text{лист}}}{n} \cdot 100\% = 17.4\%.$$

Сравнивая последние расчетные данные с данными таблицы, видим, что 14-шпindelный барабан на 1.5 – 2.0% обрабатывает больше площади, чем 12-шпindelный, и имеет достаточную емкость, чтобы собрать 40 – 45 ц урожая хлопка. Расчеты показывают, что одной из основных причин недостаточного сбора хлопка машинами ВША является переформирование структуры кустов хлопчатника высотой $H_k=1.0 - 1.2 \text{ м}$ в продольно-вертикальной плоскости рабочей камеры ВША на высоте $H_k=0.63 \text{ м}$, что приводит к расслоению раскрытых коробочек и ветвей хлопчатника, препятствующих съему долек хлопка из раскрытых коробочек. В конечном итоге снижается полнота сбора хлопка с кустов хлопчатника.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Сабликов М. В. Хлопкоуборочные машины. М.: Агропромиздат, 1985. – 125 с.
- [2] Норкузиев О. С. Разработка модели оценки повреждаемости хлопка горизонтально-шпindelными аппаратами хлопкоуборочных машин: Дис. ... канд.техн.наук. Янгиюль, 2003. – 186 с.
- [3] Отчет о научно-исследовательской работе по теме: «Разработка, усовершенствование параметров универсального шпindelя, его изготовление и испытание» / (промежуточный), НИЦ ПОМ при ТГТУ. Ташкент, 2016.
- [4] Глущенко А. Д., Ташболтаев М. Т. Динамика и оптимизация хлопкоуборочного аппарата многократной обработки растений хлопчатника. Ташкент: Фан, 1990. – 232с.

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

Дата поступления
18.04.2018

*О.С. Норкузиев, Н.Б. Джуроева, С.М.Шерқобилов, М.М. Мирзаева. Пахта терии машинанинг шпindelлар сонига боғлиқ ҳолда терилган пахта-чигитнинг сифатини баҳолаш ва терим мукаммаллигини ҳисоблаш усули
Мақолада пахта терии аппаратининг 14 шпindelли барабанига боғлиқ ҳолда терилган пахта-чигитнинг сифатини баҳолаш ва терим мукаммаллигини ҳисоблаш усули келтирилган.*

*O.S. Norkuziev, N.B. Djuraeva, S.M. Sherkobilov, M.M. Mirzaeva. Method of calculation of completeness of collecting and evaluation test of collected cotton-raw depending on quantity spindles of the mechanical cotton picker
In this article depending on quantity spindles of the mechanical cotton picker it is brought method of calculation of completeness of collecting and evaluation test of collected cotton-raw.*

А. ПАРПИЕВ, Ю.И. КЎПАЛОВА, А.Қ. УСМОНҚУЛОВ

ҚУРИТИШ БАРАБАНИДА КОНДУКТИВ УСУЛДА ИССИҚЛИК АЛМАШУВ ЖАРАЁНИНИ ТАҲЛИЛИ

Илмий тадқиқот ишлари ва пахта тозалаш корхоналарини ишлаш тажрибаси хорижий ва маҳаллий пахтани қуритиш ускуналари ичидан барабанли қуриткичларнинг афзаллигини кўрсатди.

Хорижда (АҚШ, Хитой) ишлаб чиқарилган пахтани қуритиш ускуналари асосан минорали қуриткич бўлиб, 14 ёки 21 қаватли тулука билан ажратилган. Иссиқ ҳаво ёрдамида ҳаракатланаётган пахта ушбу қаватлардан ўтиш жараёнида намлик ажралади [1, 2]. Тажрибалар шу тоифадаги қуриткичларда қуриш вақти ўта қисқа (4 – 8 с) бўлганлиги сабабли пахтадан намлик ажралиш фоизи паст эканлигини кўрсатди.

Барабанли қуриткичларни такомиллаштириш бўйича амалга оширилган тадқиқотлар [3,4] асосида барабаннинг асосий кўрсаткичлари, диаметри, узунлиги, ички мосламаларини ўлчамлари, ишлаш режимлари аниқланган бўлсада, қуритиш жараёнини тезлаштириш бўйича амалга оширилган ишларни самараси етарли бўлмади.

Қуритиш барабанида пахта конвектив ва кондуктив усулларда иссиқ ҳаво ва барабан юзасидан иссиқлик олиши, бунда кондуктив иссиқлик алмашув вақти конвектив усулга нисбатан 3–4 баробар кўпроқ бўлишига қарамадан, кондуктив иссиқлик алмашув жараёни умуман ўрганилмаган. Кондуктив иссиқлик алмашувини тезлаштириш қуритиш самарадорлигига салмоқли таъсир этиши мумкин [5].

Шу сабабли, қуритиш барабани юзасини қўшимча қиздириш ҳисобига кондуктив усулда пахтага иссиқлик беришни тезлаштириш таклифи берилди [6] ва шу асосда Чинобод пахта тозалаш корхонасида мавжуд 2СБ-10 қуритиш барабани такомиллаштирилди. Бунинг учун барабан ҳаво камераси ичига жойлаштирилиб, барабанга берилаётган ҳавони бир қисми (тахминан 50%) ҳаво камерасига барабан юзасини қиздириш учун берилди. Барабан юзасини қиздирган ҳавони барабан ичига кириши учун барабаннинг иккинчи метри тўрли юзага алмаштирилган (1-расм).

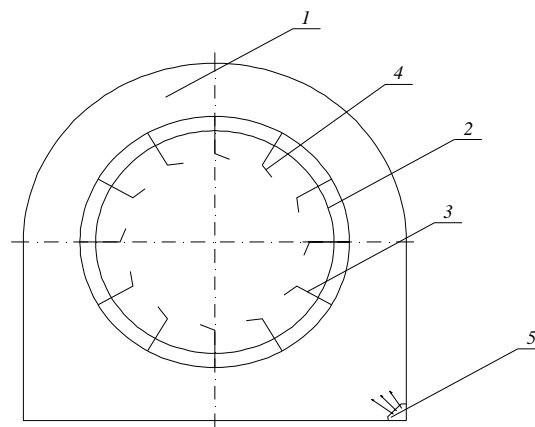
Пахтани титилганлик даражаси ва барабан юзаси бўйлаб бир текис тақсимланишини яхшилаш мақсадида баландлиги 0.3 м титувчи қозикчалар 0.5 м ораликда қуракчалар узунлиги бўйлаб ўрнатилган.

Ишлаб чиқариш шароитида 2СБ-10 ва такомиллаштирилган барабан (2СБУ-10) нинг қуритиш самарадорлиги қиёсий таҳлил қилинди. Тажриба синовлари С65-24 навининг турли намлик ва ифлосликка эга бўлган пахталарида ўтказилди. Қуритиш барабанлари бир хил режимда навбатма-навбат ишлатилди.

Пахта, толадан тегишли намуналар олиниб, уларни намлик, ифлослик ва бошқа кўрсаткичлари аниқланди. Тажриба учун олинган пахта кўрсаткичлари 1-жадвалда келтирилган.

Барабанларга берилаётган иссиқ ҳаво миқдори барча вариантларда 18000 м³/соат ни ташкил этди.

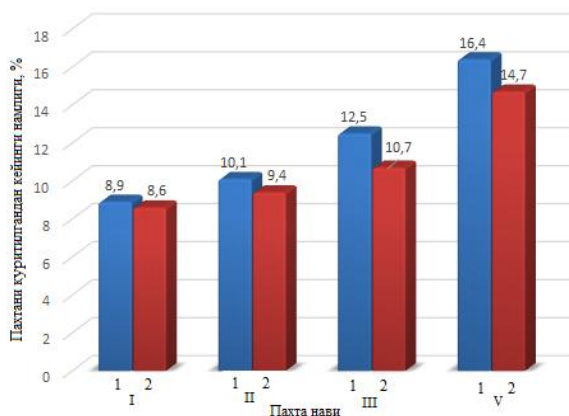
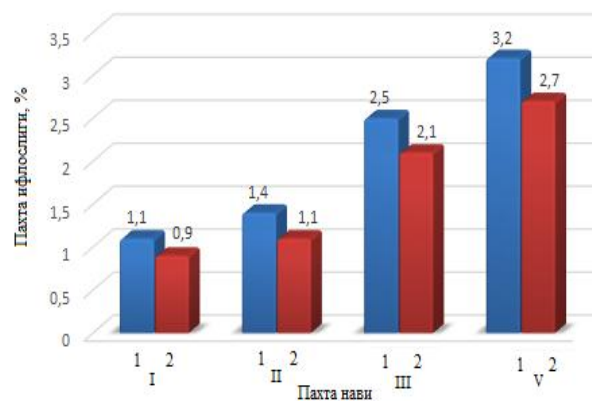
Қуритиш натижаларини таҳлили такомиллаштирилган 2СБУ-10 барабанида барча пахта навлари бўйича пахтадан намлик ва ифлослик ажралиши 2СБ-10 барабанига нисбатан юқори эканлигини кўрсатди (2, 3-расмлар). Пахтани бошланғич намлиги ошган сайин барабанларда намлик ажралишидаги фарқ ҳам ошиб бориб, III ва V навларда 1.8 ва 1.7% ни ташкил этди.



1-расм. Такومиллаштирилган барабаннинг кўндаланг кесими: 1 – ҳаво камераси; 2 – қуритиш барабани; 3 – барабан қуракчаси; 4 – титувчи қозикчалар; 5 – иссиқ ҳаво бериш труба

Пахтани бошланғич кўрсаткичлари

№	Кўрсаткичлар	Пахта нави (С65-24) ва синфи			
		I/2	II/2	III/2	V/2
1	Пахта намлиги, %	10	13.7	17.5	22.2
2	Пахта ифлослиги, %	5.5	6.6	8.1	11.7
3	Қуритиш температураси, °С	115	125	160	175

2-расм. Пахтани жин тарновидаги намлиги:
1 – СБ-10; 2 – СБУ-10

3-расм. Пахтани навлари бўйича жин тарновидаги ифлослиги (%): 1 – СБ-10; 2 – СБУ-10

2-жадвалда “Пахтани дастлабки ишлашни мувофиқлаштирилган технологияси” ПДИ-70-2017 [7] да юқори сифатли тола олиш учун тавсия этилган жин тарновидаги пахта ифлослиги меъёрлари келтирилган бўлиб, Чинобод пахта тозалаш корхонасида тозаланган пахта ифлосликлари деярли (III навдан ташқари) технологик регламент меъёри миқдорларидан паст эканлиги кўриниб турибди.

2-жадвал

Технологик регламент ПДИ-70-2017 талаби бўйича пахтани жин тарновидаги ифлослиги

Пахта нави ва синфи	I/2	II/2	III/2	V/3
Пахтани жин тарновидаги тавсия этилган ифлослиги, %	1.5	1.5	1.8	5.0
Тозаланган пахтани ифлослиги, %				
2СБ-10	1.1	1.4	2.5	3.2
2СБУ-10	0.9	1.1	2.1	2.7

Пахтани дастлабки ишлашнинг технологик регламенти талаби [7] бўйича пахтани тозалашдан олдинги намлиги 8–9%, қуритиш температураси юқорироқ бўлганда эса 10% бўлиши кўрсатилган бўлиб, қайд этилган вариантларда III ва V навларда пахта намлиги қуритилгандан кейин 10% дан юқори бўлганлиги сабабли тозалагичларни тозалаш самарадорлиги пасайиб кетмоқда. Уларни икки маръа қуритиш талаб этилади.

4-расмда қуритиш барабанларида пахтани бошланғич намлигини пахтадан намлик ажралиш миқдорига таъсири келтирилган бўлиб, уни регрессия тенгламаси қуйидагича ифодаланган:

2СБ-10 барабанида:

$$\Delta W = -0.03W^2 + 1.4W - 10.4,$$

Такомиллаштирилган барабанда:

$$\Delta W = -0.05W^2 + 2.27W - 15.7.$$

Маълумки, тозалаш ва жинлаш жараёнларига пахта тузилма таркиби айниқса пахтани эшилганлик даражасига сезиларли таъсир этади.

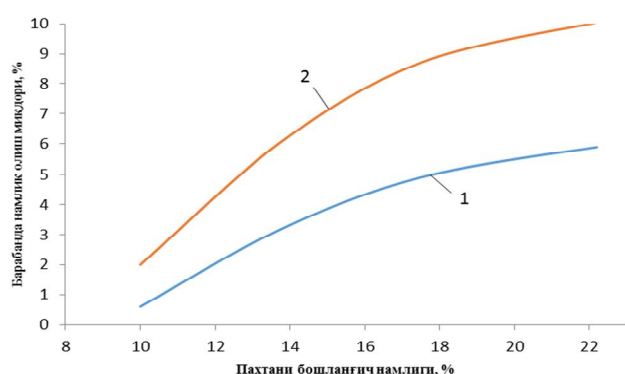
Тажирибаларда қуритиш барабанида пахтани тузилмаси таркиби ўзгариши, яқка толали чигитларга ажралиши солиштирма юзаси ошиши кузатилди (3-жадвал).

Қуритиш барабанларида пахтани эшилиш кўрсаткичлари

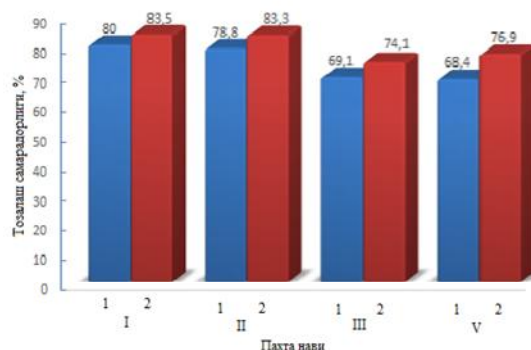
Вариантлар	Пахта нави, синфи ва ифлослиги, %	Пахта намлиги, %	Якка чигитли пахта, %		Пахтани эшилганлиги, %		
			Қуритишдан олдин	Қуритишдан кейин	Бошланғич	2СБ-10 дан кейин	2СБУ-10 дан кейин
2СБ-10	II-2, 3=7.5	10.5	1.11	4.5	0.82	2.12	-
	IV-2, 3=13.6	15.4	2.01	3.4	0.88	3.05	-
2СБУ-10	II-2, 3=7.5	10.5	1.11	8.9	0.82	-	1.01
	IV-2, 3=13.6	15.4	2.01	8.1	0.88	-	1.13

Пахтани эшилганлик даражаси 2СБ-10 барабанида II ва IV нав пахталарда мос равишда 2.12 ва 3.05% ни ташкил этса, 2СБУ-10 барабанидан кейин мос равишда 1.01 ва 1.13% ни, яъни 1.11 ва 1.92% (абс) кам кўрсаткични ташкил этди.

Пахтани технологик жараёнларда тозалаш самарадорлигини тахлили (5-расм) 2СБУ-10 барабанида қуритилган пахтада 2СБ-10 барабанига нисбатан барча навлар бўйича юқори бўлиб, ўзаро фарқ 3.6% дан 8.5% гача (абс) кўрсаткични ташкил этди.



4 - расм. Пахтани бошланғич намлигини барабанда намлик олиш миқдори таъсири: 1 – 2СБ-10; 2 – 2СБУ-10



5 - расм. Пахта навлари бўйича тозалаш самарадорлиги: 1 – 2СБ-10; 2 – 2СБУ-10

Олинган натижалар такомиллаш-тирилган қуритиш барабанининг самарадорлиги юқори эканлигини кўрсатди. Шу билан бир қаторда иссиқ ҳаво камерасига берилаётган иссиқ ҳаво ҳажми ва температурасини оптимал қийматларини аниқлаш қуритиш жараёнини янада тезлаштириш имконини беради.

Хулоса

1. Ишлаб чиқаришда ўтказилган тажриба синови натижалари такомиллаш-тирилган қуритиш вариантыда барабан юзасини қўшимча қиздириш, барабан куракчаларига пахта титувчи қозикчалар ўрнатилиши, мавжуд 2СБ-10 вариантыга нисбатан пахтадан намлик ажралиши миқдори 1.7% (абс.) гача кўп эканлиги, тозалаш самарадорлиги 3.6% дан 8.5% гача ҳамда ишлаб чиқарилган тола намлиги 0.2–0.5% гача юқори эканлигини кўрсатди.

2. Қуритиш барабанларида намлик ажралиши миқдори билан пахтани бошланғич намликлари ўртасидаги боғланишни ифодаловчи регрессия тенгламалари олинди. Улар пахтани бошланғич намлигига қараб, қуритиш сонини олдиндан аниқлаш имконини беради.

3. Олинган натижалар пахта билан барабан юзаси ўртасидаги кондуктив иссиқлик алмашуви самарали эканлигини ҳамда жараённи тезлаштириш учун барабан юзасини қизиш температурасини пахта сифатига таъсир этмайдиган максимал қийматини аниқлаш бўйича қўшимча тадқиқотлар ўтказиш кераклигини кўрсатди.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Кауумов А. The influence of drying regimes in moisture of raw cotton and its components // Journal of Textile Science & Engineering, США, 2017. P. 1–4.
- [2] Кауумов А., Парпиев А. Effect of temperature of steady heating components of cotton-seed at drying process. European science review. Vienna. 2016. №7–8. P. 205–207.
- [3] Содиков М. Обоснование параметров и режима работы пытающих устройств барабанной сушилки с целью интенсификации процесса сушки хлопка-сырца: Дис....канд.техн.наук. Ташкент, 1984. С. 85–95.

- [4] Парпиев А. Основы комплексного решения проблем хранения качества волокна и повышения производительности при предварительной переработке хлопка-сырца: Дис. ... докт. техн. наук. Ташкент, 1990. С. 134 – 140.
- [5] Купалова Ю., Кузиев Б., Каримбердиев Ж. Пахтани қуритиш барабанида иссиқлик алмашув жараёналарини таҳлили // «Механика муаммолари Ўзбекистон журналі». Тошкент. 2018. №1. 27–31 б.
- [6] Усмонокұлов А. Қ. Создание высокопроизводительной хлопкоосушительной установки и технологии на основе интенсификации тепло-массообменных процессов: Дис... докт. техн. наук. Ташкент, 2016. С. 159–171.
- [7] Пахтани дастлабки ишлашнинг мувофиқлаштирилган технологияси (ПДИ-70-2017). “Ўзпахтасаноатэкспорт” холдинг компанияси “PAHTASANOAT ILMIY MARKAZI” АЖ.

Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институти

01.06.2018 й.
қабул қилинган

А. Парпиев, Ю.И. Купалова, А.К. Усмонокұлов. Анализ процесса теплообмена при сушке кондуктивным способом в барабанной сушилке

В статье приведены результаты эксперимента по определению эффективности действующей сушилки 2СБ-10 и усовершенствованного сушильного барабана. Рассмотрены роль повышенного влагоотбора, очистительного эффекта и класса производимого волокна в предложенном варианте.

A. Parpiev, Yu.I. Kupalova, A.Q. Usmonkulov. Analysis of the heat transfer process during drying by conductive method in a drum dryer

The article presents the results of an experiment to determine the effectiveness of the operating dryers 2СБ-10 and an improved drying drum. The increased moisture pick-up, purifying effect and the class of fiber produced are shown in the proposed variant.

УЎК 631.358:633.51

А.А. РИЗАЕВ, А.Т. ЙЎЛДАШЕВ, Д.А. ҚЎЛДОШЕВ

ПАХТА ТЕРИШ МАШИНАСИДА ТЕРИМ ТЎЛИҚЛИГИНИ ҲИСОБЛАШНИНГ ТАКОМИЛЛАШТИРИЛГАН МАТЕМАТИК МОДЕЛИ

Дехқон, фермер хўжалиқларимиз томонидан етиштирилган пахта ҳосилини механизлардан самарали фойдаланиб йиғиб териш олишда терим тўлиқлигини таъминлаш муаммоси ўз ечимини кутмоқда [1, 2]. Етиштирилган пахта ҳосилини тўлиқ териш олиш учун қандай омилларга эътибор бериш кераклиги ва уни олдиндан ҳисоблаб, башоратлаш учун аниқлиги юқори бўлган математик моделлар ишлаб чиқиш долзарблигича қолмоқда. Шунинг учун мақолада ҳозиргача маълум терим тўлиқлигини ҳисоблаш математик моделларини такомиллаштириш тўғрисида сўз боради.

Маълумки, терим тўлиқлигини агротехник баланси қуйидагича ифодаланади:

$$G_p = G_b + G_k + G_s, \quad (1)$$

бу ерда G_p – пахта майдонида маълум даражада очилган кўсаклар миқдори, ц/га; G_b – машина теримида бункерга тушган пахта миқдори, ц/га; G_k – машина теримидан кейин ғўза кўсакларида қолиб кетган пахта миқдори, ц/га; G_s – терим жараёнида очилган кўсак чанокларидан ерга тўкилган пахта миқдори, ц/га.

(1)- чи ифода орқали терим тўлалиги (Π) қуйидагича аниқланади:

$$\Pi = \frac{G_b}{G_p} = \frac{G_b}{G_b + G_k + G_s}. \quad (2)$$

Бундан кўришиб турибди-ки, машинада пахтани терилганда ғўза тупларида қолган ва ерга тўкилган пахта миқдори қанча кам бўлса терим тўлиқлиги шунча кўп бўлади. Илгари бажарилган тадқиқот муаллифлари томонидан терим тўлиқлигини ифодаловчи қуйидагича математик модел тавсия этилган [3]:

- машинанинг бир ўтишдаги терим миқдори

$$\Pi_1 = 100 \cdot \gamma \cdot K_{л1}, \quad (3)$$

- уни иккинчи ўтишдаги терим миқдори

$$P_2 = P_1 + (100 - P_1) \cdot K_{л1}, \quad (4)$$

бу ерда $K_{л1}$ – терим тўлиқлигига пропорционал коэффициент бўлиб, терим аппаратидан ўтадиган ғўза пахта лентасига ишлов беришни англатади. У битта шпиндел билан мулоқатдаги l_c бўлакнинг лента бўлаги умумий узунлигига l_k нисбатини ифодалайди ва қуйидагича ҳисобланади:

$$K_{л1} = \frac{2l_c}{l_k} = \frac{2 \cdot [(30\alpha_{ui} \cdot Z_3 \cdot V_M) / (\pi \cdot n_6 \cdot Z_{ш})]}{(60V_M) \cdot (n_6 \cdot Z_{ш})}, \quad (5)$$

бунда
$$\alpha_{ui} = 2 \arcsin \sqrt{h_3 / (2r_{ui})}, \quad (6)$$

бу ерда h_3 – пахта кўсаги модели (шарсимон деб қаралади) билан муносабатда бўладиган шпиндел тишининг баландлиги (м); Z_3 – шпиндел кўндаланг кесимидаги тишлар сони; V_M – терим жараёнида машина тезлиги, м/с; n_6 – шпиндел барабанининг айланиш тезлиги айл/мин; $Z_{ш}$ – барабандаги шпинделлар сони, дона; r_{ui} – шпиндел ролигининг тасмадаги думаланиш радиуси, м; γ – шпиндел юзасини ғўза барглари билан тўсиб қолишини ҳисобга олиш коэффициенти.

Демак юқоридагиларни таҳлил қилсак (3) ва (4) ифодалар (2) ифодани физик моҳиятини тўла очиб бера олмайди, чунки барглardan ташқари ғўза шохлари, очилмаган кўсақлар ҳам мавжуд. Шунинг учун (3) ва (4) ифодалар қуйидагиларга асосан ривожлантирилди.

Вертикал шпинделли терим аппаратининг ишчи тирқишидан ғўза туплари ва очилган ғўза чанокларини сиқилиб ўтиш ҳолатини кўрайлик ва у 1-расмда келтирилган.



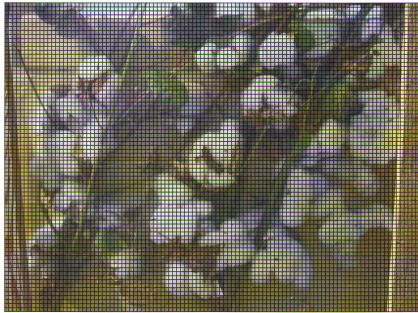
1-расм. Ғўза тупининг бошланғич ва мосламада сиқилган ҳолатдаги кўринишлари: *a* – бошланғич ҳолатдаги; *б* – мосламада икки ёнидан сиқилган пахта ҳосили томондан; *в* – мослама ёрдамида сиқилган пахтаниннг ён томондан

1-расмдан кўринадики, пахтани териш учун шпиндел билан ишлов берилганда унга ғўза барглари, шохлар ва кўсақлар халақит беради, натижада маълум миқдордаги пахта шпиндел билан ўзаро таъсирда бўлмай қолади.

Буни γ' – коэффициенти билан аниқлаймиз. Бу ҳолат (2) ифодадаги G_k ни ифодалайди. (3)-чи ифодадаги γ – коэффициенти эса фақат шпиндел юзасини ғўза барглари билан тўсилиб қолганлигини ифодалайди холос. Шунинг учун ривожлантирилган моделда γ – коэффициенти ўрнига γ' – коэффициенти киритилиб ҳисоб аниқлиги оширилмоқда.

γ' – коэффициенти қиймати ЎзҚТТСДМ даги тажрибалари асосида аниқланди [2], ёки 1 погоннометр узунликдаги квадратларга бўлинган шаффоф ойна орқали терим аппаратидagi жараёни статик моделлаштириш ёрдамида аниқланди.

Бунинг учун 1, *в* – расмдаги ён юзани жуда кичик квадрат юзачаларга бўлиб чиқамиз ва бу квадрат юзачалар 2-расмда келтирилган.



2-расм. Очилган пахта кўсақлари, ғўза новда шохлари ва барглари шпинделга тегиш юзасини ҳисоблаш учун квадрат юзаларга бўлинган ҳолати

1 п.м узунликдаги мосламадаги квадрат юзачаларни санаб, очилган пахта кўсақлари, ғўза новда шохлари, барглари ён текислигига тегишини умумий юзасини аниқлаймиз:

$\sum F_{PX}$ – ғўзанинг бўйига ўсувчи новдаси ва ҳосил шохларининг ён текисликка теккан юзалар йиғиндиси ($F_{PX}=399$);

$\sum F_P$ – ғўза барглариининг ён текисликка теккан юзалар йиғиндиси ($F_P=162$);

$\sum F_L$ – очилган пахта кўсақларини ён текисликка теккан юзалар йиғиндиси ($F_L=872$);

Шу юзалар асосида γ' – коэффициентни қуйидагича аниқланади:

$$\gamma' = \frac{\sum F_L}{\sum F_L + \sum F_{PX} + \sum F_P}$$

Юқоридаги сон қийматларни жойига қўйсақ $\gamma' = \frac{872}{872+399+162} = 0.61$ ташкил этиши

маълум бўлди.

Олинган ҳисобларга асосан, ҳамда илгари ўтказилган тажриба натижаларини [2] умумлаштириш орқали ҳисобий тадқиқотлар учун γ' ни ўзгариш қийматларини ($\gamma'=0.55 - 0.85$) деб олиш мақсадга мувофиқ.

Маълумки, машина теримида пахтани ерга тўкилиши кўп омилларга боғлиқ бўлиб, масалан ажраткич томонидан шпинделни яхши тозаланмаслиги, пахта бункерга сўришда ҳаво тезлигининг етарли даражада бўлмаслиги ва х.к. Шунинг учун пахтани ерга тўкилишни (G_3) инобатга олувчи коэффициент φ киритилмоқда.

φ – қийматини ҳисобларда $\varphi=0.95-0.97$ деб олишимиз ЎзҚТТСДМ [2] илгари ўтказилган тажрибаларга асосланган.

Кирилган коэффициентлар: γ' ва φ ларга асосан (3) ва (4) ифодалар қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$P_1 = 100 \cdot K_{.1} \cdot \gamma' \cdot \varphi, \quad (7)$$

$$P_2 = P_1 + (100 - P_1) \cdot K_{.1}. \quad (8)$$

Бу такомиллаштирилган математик моделга асосан пахтани машинада терганда γ' , φ коэффициентлари ва шпиндел тиши баландлигининг (h_3) терим тўлиқлигига таъсири ҳисоблари 1-жадвалда келтирилган.

1-жадвал

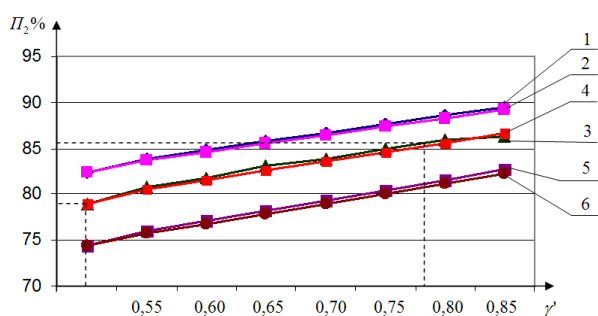
Пахта териш машинасида γ' , φ коэффициентлари ва шпиндел тиши баландлигининг (h_3) терим тўлиқлигига таъсири

γ'		0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85
П ₂ %	$h_3=2$ мм $\varphi=0.97\%$	83.88	84.82	85.76	86.7	87.65	88.59	89.53
	$h_3=2$ мм $\varphi=0.95\%$	83.67	84.6	85.52	86.45	87.37	88.3	89.22
	$h_3=1.8$ мм $\varphi=0.97\%$	80.78	81.82	83.15	83.89	84.92	85.91	86.25
	$h_3=1.8$ мм $\varphi=0.95\%$	80.57	81.57	82.58	83.59	84.59	85.6	86.61
	$h_3=1.5$ мм $\varphi=0.97\%$	75.95	77.07	78.19	79.32	80.44	81.56	82.69
	$h_3=1.5$ мм $\varphi=0.95\%$	75.7	76.79	77.89	79.0	80.1	81.2	82.3

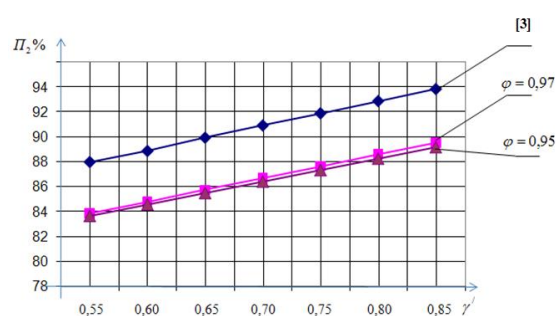
Такомиллаштирилган математик моделда терим тўлиқлигини ҳисобий қийматларни
ишдаги моделлар билан қиёсий таққослаш [3]

γ'		0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85
$\Pi_2\%$	$h_3=2$ мм	88.02	88.9	89.96	90.94	91.91	92.89	93.85
	$h_3=2$ мм $\varphi=0.97\%$	83.88	84.82	85.76	86.7	87.65	88.59	89.53
	$h_3=2$ мм $\varphi=0.95\%$	83.67	84.6	85.52	86.45	87.37	88.3	89.22

1-жадвалдаги қийматларга асосан $\Pi_2=\Pi_2(\gamma',\varphi,h)$ графиклари 3-расмда келтирилган.
2-жадвалдаги қийматларга асосан (Π_2) таъсири графиги 4-расм келтирилган.



3-расм. Аниқлаштирилган коэффициентлар γ' ва φ ларни турли h_3 қийматларда терим тўлиқлигига таъсири графиги:
1 – $h_3=2$ мм, $\varphi=0.97\%$; 2 – $h_3=2$ мм, $\varphi=0.95\%$; 3 – $h_3=1.8$ мм, $\varphi=0.95\%$; 4 – $h_3=1.8$ мм, $\varphi=0.95\%$; 5 – $h_3=1.5$ мм, $\varphi=0.97\%$; 6 – $h_3=1.5$ мм $\varphi=0.95\%$



4-расм. γ' – коэффициентининг ўзгаришини терим тўлиқлигига таъсири

Хулоса. Машина билан пахта ҳосили терим тўлиқлигини ифодалайдиган такомиллаштирилган математик модел агротехник балансини эътиборга олган ҳолда ривожлантирилди. Ҳисоблар натижалари шуни кўрсатди-ки, такомиллаштирилган математик моделда олинган терим тўлиқлиги қиймати илгариги математик моделга нисбатан 4-5% га аниқлиги ошиши ва уларнинг тажрибаларга мослиги кўрсатилди.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Wanjura J.D., Barnes E.M., Kelley M.S., Boman R.K. Harvesting. Amer Soc Agronomy, 677 South Segoe Rd, Madison, Wi 53711 USA. 2015. Т. 57. Р. 571–608.
[2] Шаимарданов Б.П. ЎзҚТТСДМ 2013-2017 йиллар пахта йиғим-терим мавсумида пахта териш машиналарининг синон натижалари. Аналитик ҳисобот. Гульбахор, 2017. – 28 б.
[3] Глушенко А.Д., Ташболтаев М.Т. Динамика и оптимизация хлопкоуборочного аппарата многократной обработки растений хлопчатника. Ташкент: Фан, 1990. С. 47 – 69.

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

28.03.2018 й.
қабул қилинган

А.А. Ризаев, А.Т. Йулдашев, Д.А. Қулдошев. Развитие математической модели для определения полноты машинного сбора хлопкоуборочным аппаратом

В статье рассматривается развитие математической модели для определения полноты машинного сбора хлопкоуборочным аппаратом с учетом баланса агротехнических показателей. Анализируются сравнительные численные результаты по известной и предложенной моделям расчета.

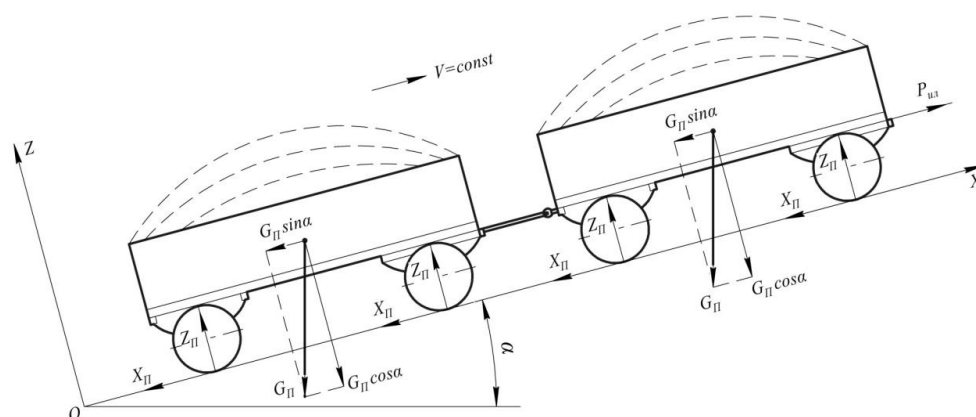
A.A. Rizaev, A.T. Yuldashev, D.A. Qo'ldoshev. Development mathematical models of completeness of machine collecting by the cotton-picking device

The article deals with the development of a mathematical model for determining the completeness of engine harvesting by a cotton picker, taking into account the balance of agrotechnical indicators. Comparative numerical results based on the known and proposed calculation models are analyzed.

ТРАКТОР ПОЕЗДИ ТАРКИБИДАГИ ТИРКАМАЛАРНИНГ РАЦИОНАЛ СОНИНИ АНИҚЛАШ

Қишлоқ хўжалиги юкларини ташишда транспорт трактори ва бир ёки бир неча тиркамалардан иборат трактор поездларидан кенг фойдаланилмоқда. Аммо амалиётда двигателининг қуввати 60-80 кВт бўлган ТТЗ-80.10, ТТЗ 100К10, ТТЗ-1030, МТЗ-82, ТД5.100, Беларус 82.2 каби тракторларга учта ва ундан кўп юкли тиркамаларни улаб двигателни зўриқтириб ишлатиш ва аксинча, 90-100 кВт қувватли АХОС 630 С, ТS-135, МХ-135, Беларус 1221 тракторларига битта-иккита тиркамани улаб, двигателнинг 40-50 фоиз имкониятидан фойдаланиш каби салбий ҳолатлар тез-тез учраб туради. Бунинг асосий сабаби – машина-трактор парклари ва фермер хўжалиқларининг муҳандислари ўз балансларидаги тракторларга уларнинг кучлари, техник-эксплуатацион параметрларига қараб муайян юк кўтарувчанликка эга бўлган тиркамадан қанчасини улаш мумкинлиги, яъни тиркамаларнинг рационал сонини аниқлаш методикасига эга эмаслар. Мазкур тадқиқот ана шу камчиликни бартараф этиш мақсадида ўтказилди.

Бир-бири билан шарнирли боғланган иккита тиркама транспорт тракторининг илмоғидаги актив тортиш $P_{ул}$ кучи таъсирида қиялик бурчаги α бўлган текислик бўйлаб тепага ҳаракатлансин (расм).



Трактор поезднинг қия текисликдаги ҳаракат схемаси

Қуйидаги жоизликларни қабул қиламиз:

тиркамаларнинг русумлари, конструкциялари, ғилдирақлар ўлчамлари ва максимал юк кўтарувчанлик имконияти бир хил;

таянч текислиги деформацияланмайдиган қопламага эга;

ғилдирақлардаги шиналар ҳаракат пайтида деформацияланмайди;

тиркамаларнинг ҳаракат тезлиги барқарор ($V = const$);

ҳавонинг ҳаракатдаги тиркамаларга кўрсатадиган қаршилик кучи ҳисобга олинмайди (қия текисликда $V \leq 15$ км/соат бўлгани учун ҳавонинг қаршилиги катта эмас [1]).

Схемадаги белгилашлар:

$P_{ул}$ – тиркамаларни ҳаракатлантирувчи актив ташқи куч (бу куч модул жихатидан трактор илмоғидаги тортиш кучига тенг бўлиб, тиркамаларнинг тортишга кўрсатадиган йиғинди қаршилигини ифодалайди); $G_{II} = m_{II}g$ – ҳар бир тиркаманинг тўла массаси m_{II} (тиркаманинг соф m_c массаси ва юк $m_{ю}$ массасининг йиғиндиси) таъсирида юзага келадиган оғирлик кучи ($G_{II}\sin\alpha$, $G_{II}\cos\alpha$ – унинг ташкил этувчилари); Z_{II} – тиркаманинг олдинги ва орқадаги ғилдирақларига таъсир этувчи босим кучлари; X_{II} – ғилдирақларнинг думалашига қаршилик қилувчи кучлар.

Тиркамалар сони турлича бўлганда $P_{ул}$ кучни аниқлаш формулаларини чиқарамиз.

Битта тиркамага таъсир этувчи кучларнинг Z ўқиға нисбатан мувозанат тенгламаси:

$$\sum_{k=1}^5 Z_k = 0 \text{ ёки } 4Z_{II} - G_{II} \cos\alpha = 0 \Rightarrow Z_{II} = \frac{G_{II} \cos\alpha}{4}. \quad (1)$$

Кучларнинг X ўқидаги проекциялари:

$$\sum_{K=1}^6 X_K = 0 \text{ ёки } P_{ул} - G_{II} \sin \alpha - 4X_{II} = 0 \Rightarrow P_{ул} = G_{II} \sin \alpha + 4X_{II}. \quad (2)$$

Маълумки [2], $X_{II} = Z_{II} f$ (f – ғилдиракнинг думалашга қаршилиқ коэффициентини). (1) ни ҳисобга олсак, $X_{II} = \frac{fG_{II} \cos \alpha}{4}$. Буни (2) га қўйсак,

$$P_{ул} = G_{II} \sin \alpha + 4 \cdot \frac{fG_{II} \cos \alpha}{4} \Rightarrow P_{ул} = G_{II} (\sin \alpha + f \cos \alpha). \quad (3)$$

Тиркама иккита бўлганда:

$$\sum_{K=1}^{10} Z_K = 8Z_{II} - 2G_{II} \cos \alpha = 0. \Rightarrow Z_{II} = \frac{G_{II} \cos \alpha}{4}.$$

$$\sum_{K=1}^{12} X_K = P_{ул} - 2G_{II} \sin \alpha - 8X_{II} = 0. \Rightarrow P_{ул} = 2G_{II} \sin \alpha + 8X_{II}. \Rightarrow$$

$$P_{ул} = 2G_{II} \sin \alpha + 8 \cdot \frac{fG_{II} \cos \alpha}{4}. \Rightarrow P_{ул} = 2G_{II} (\sin \alpha + f \cos \alpha). \quad (4)$$

Тиркама учта бўлганда: $P_{ул} = 3G_{II} (\sin \alpha + f \cos \alpha). \quad (5)$

Тиркамалар сони n та бўлганда: $P_{ул} = nG_{II} (\sin \alpha + f \cos \alpha). \quad (6)$

(6) дан тиркамалар сонини аниқлаш ифодаси келиб чиқади:

$$n = \frac{P_{ул}}{G_{II} (\sin \alpha + f \cos \alpha)}. \quad (7)$$

(7) дан кўриниб турибдики, тиркамалар сони трактор илмоғидаги тортиш кучи $P_{ул}$, поездни ташкил этувчи ҳар бир тиркамага таъсир этувчи оғирлик кучи G_{II} , ғилдиракнинг думалашга қаршилиқ коэффициентини f ва йўлнинг қиялиқ α бурчаги қийматларига боғлиқ.

[3] адабиётда $P_{ул}$ қийматларини ҳисоблашнинг қуйидаги эмпирик формулалари таклиф этилган:

эксплуатацион массаси 2600 кг дан кичик бўлган тракторлар учун

$$P_{ул} = 0.324 G_T = 0.324 m_T g = 0.324 \cdot 1.15 m_K \cdot g \text{ (Н)}; \quad (8)$$

эксплуатацион массаси 2600 кг дан катта иккита ғилдираги етакловчи бўлган 4К2 ва 3К2 формулалари тракторлар учун

$$P_{ул} = 0.373 G_T = 0.373 m_T g = 0.373 \cdot 1.15 m_K \cdot g \text{ (Н)}; \quad (9)$$

эксплуатацион массаси 2600 кг дан катта тўртта ғилдираги етакловчи бўлган (4К4) тракторлар учун

$$P_{ул} = 0.392 G_T = 0.392 m_T g = 0.392 \cdot 1.15 m_K \cdot g \text{ (Н)}, \quad (10)$$

бунда m_K ва $m_T = 1.15m_K$ – тракторнинг конструктив ва эксплуатацион массалари, кг; $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – эркин тушиш тезланиши; G_T – тракторнинг оғирлиги, Н.

Тиркамага таъсир этувчи оғирлик кучи G_{II} унинг умумий (юк билан) массаси (m_{II}) га тўғри пропорционал равишда ўзгариб туради:

$$G_{II} = m_{II} g. \quad (11)$$

Тиркаманинг умумий массаси унинг конструктив m_{IIK} ва эксплуатацион $m_{IIЭ}$ масасалари йиғиндисига тенг: $m_{II} = m_{IIK} + m_{IIЭ}$.

Биз трактор двигателида захира қувватни ушлаб туриш ва тиркаманинг хизмат муддатини узайтириш мақсадида $m_{IIЭ}$ массани максимал юк массаси ($m_{IIЮ}$) нинг (максимал юк кўтариш қобилиятининг) 80 фоизига тенглаб олишни тавсия қиламиз, яъни $m_{IIЭ} = 0.8 m_{IIЮ}$. Бу ҳолда (11) қуйидагича ёзилади:

$$G_{II} = (m_{IIK} + 0.8m_{IIЮ})g, \text{ Н.} \quad (12)$$

Тиркама ғилдиракларининг думалашга қаршилик f коэффициентининг қийматлари йўл қопламасининг тури, ҳолати ва шинанинг эластиклик хусусиятларига боғлиқдир [4]: юзаси қаттиқ қишлоқ йўллари учун $f = 0.03$; асфальт йўллар учун $f = 0.018$; йўлларнинг 70 % асфальт, 30 % қаттиқ қопламага тўғри келади.

Трактор поезди ҳаракатланадиган йўлларнинг қиялик бурчаклари турлича. Аммо [4] адабиёт муаллифи поезд динамикасини $\alpha = 3-6$ градус оралиғида ўрганиш етарли деб ҳисоблайди.

Ғилдирак формуласи 4К2 бўлган ТТЗ 60.10 трактори ва 2ПТС-793А-03А тиркамаси учун (7) бўйича ҳисоб-китобларни қуйидаги ҳоллар учун бажарамиз.

1-ҳол. $G_{II} = \text{const}$, $\alpha = 6^0$, $f = 0.03$. Тракторнинг конструктив массаси $m_k = 2905$ кг, эксплуатацион массаси $m_T = 1.15 \cdot 2905 = 3341$ кг. $m_T = 3341$ кг > 2600 кг бўлгани учун $P_{ул}$ қийматини (9) ифода ёрдамида аниқлаймиз:

$$P_{ул} = 0.373 \cdot 3341 \cdot 9.81 = 12225.15 \text{ Н} = 12.225 \text{ кН.}$$

Тиркаманинг конструктив массаси $m_{IIK} = 1700$ кг, максимал юк кўтариш қобилияти $m_{IIЮ} = 4000$ кг, эксплуатацион массаси $m_{IIЭ} = 0.8m_{IIЮ} = 0.8 \cdot 4000 = 3200$ кг ва умумий массаси $m_{II} = m_{IIK} + m_{IIЭ} = 1700 + 3200 = 4900$ кг. Тиркамага таъсир этувчи оғирлик кучининг қиймати:

$$G_{II} = m_{II}g = 4900 \cdot 9.81 = 48069 \text{ Н} = 48.069 \text{ кН. (7) дан: } n = \frac{12.225}{48.069(\sin 6^0 + 0.03\cos 6^0)} = 1.90 \approx 2 \text{ дона.}$$

2-ҳол. $G_{II} = \text{const}$, $\alpha = 6^0$, $f = 0.018$. Бунда $P_{ул} = 12.225$ кН, $G_{II} = 48.069$ ва $\alpha = 6^0$

ўзгаришсиз қолади. (7) дан: $n = \frac{12.225}{48.069(\sin 6^0 + 0.018\cos 6^0)} = 2.086 \approx 2$ дона.

3-ҳол. $G_{II} = \text{const}$, $\alpha = 3^0$, $f = 0.03$ (7) дан: $n = \frac{12.225}{48.069(\sin 3^0 + 0.03\cos 3^0)} = 3.09 \approx 3$ дона.

4-ҳол. $G_{II} = \text{const}$, $\alpha = 3^0$, $f = 0.018$ (7) дан: $n = \frac{12.225}{48.069(\sin 3^0 + 0.018\cos 3^0)} = 3.618 \approx 4$ дона.

5-ҳол. $G_{II} = \text{const}$, $\alpha = 0^0$, $f = 0.03$ (7) дан: $n = \frac{P_{ул}}{fG} = \frac{12.225}{0.03 \cdot 48.069} = 8.477 \approx 9$ дона.

6-ҳол. $G_{II} = \text{const}$, $\alpha = 0^0$, $f = 0.018$ (7) дан: $n = \frac{12.225}{0.018 \cdot 48.069} = 14.133 \approx 14$ дона.

7-ҳол. Ҳар бирининг оғирлиги $G_{II} = 48.069$ кН, ғилдиракларининг думалашга қаршилик коэффициенти $f = 0.03$ бўлган учта ($n = 3$) тиркамани $\alpha = 6^0$ қияликдаги йўлда ҳаракатлантириш учун талаб этиладиган илмоқ $P_{ул}$ кучининг қиймати аниқлансин.

(7) дан: $P_{ул} = nG_{II}(\sin\alpha + f\cos\alpha) = 3 \cdot 48.069(\sin 6^0 + 0.03\cos 6^0) = 19.302$ кН. (9) ифода ёрдамида тракторнинг оғирлик кучини топамиз: $G_T = P_{ул} / 0.373 = 19.302 / 0.373 = 51.75$ кН = 51750 Н.

Тракторнинг конструктив массаси $m_k = G_T / g = 51750 / 9.81 = 5275$ кг, эксплуатацион массаси $m_T = 1.15m_k = 1.15 \cdot 5275 = 6066$ кг. Демак, қиймати 19.302 кН га тенг илмоқ кучини конструктив массаси $m_k \geq 5275$ кг бўлган 4К2 ғилдирак формулалари бошқа трактор ҳосил қила олади.

Шундай қилиб, двигателининг қуввати 46.7 кВт (63.5 от кучи) ва ғилдирак формуласи 4К2 бўлган ТТЗ 60.10 тракторига максимал юк кўтариш қобилияти 4000 кг бўлган 2ПТС-4-793А-03А русумли тиркамадан 4 дона улаган ҳолда қиялиги 3^0 градусли йўлларда, 2 дона улаб қиялиги 6^0 градусли йўлларда юк ташиш мумкин. Ишлаб чиқилган ҳисоб-китоблар тартибидан бошқа русумлардаги трактор ва тиркамалардан трактор поезди тузиш масалаларини ечишда бемалол фойдаланиш мумкин.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. и др. Тракторы: Теория: Учебн. для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / Под общ. ред. Гуськова В.В. М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
- [2] Тошболтаев М. Ўзбекистон кишлок хўжалигида машина-трактор агрегатларидан фойдаланиш даражасини оширишнинг назарий-методологик асослари. Тошкент: Фан ва технология, 2016. – 604 б.
- [3] ГОСТ 27021-86 (СТ СЭВ 628-85). Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы. М.: Изд-во стандартов, 1986. – 10 с.
- [4] Рашидов Н.Р. Тракторные многозвенные поезда. Ташкент: Ўзбекистон, 1981. – 368 с.

Кишлоқ хўжалигини механизациялаш ва
электрлаштириш илмий-тадқиқот институти

04.05.2018 й.
қабул қилинган

М. Тошболтаев, Б. Холиков. Определение рационального количества прицепов в составе тракторного поезда

На основе изучения динамики движения системы прицепов на подъеме выведена формула определения количества агрегируемых с транспортным трактором прицепов. В качестве аргументов приняты: сила тяги на крюке базового трактора, обобщенная сила веса прицепов, коэффициент сопротивления качению их колес, угол подъема дороги.

M. Toshboltaev, B. Holikov. The Determination rational amount trailer in composition of the tractor train

On base of the study speakers moving the system trailer on ascent conclusion formulas of the determination amount unit with transport tractor trailer. As argument are accepted: power of the pulling on hook of the base tractor, generalised power of the weight trailer, factor of the resistance to swing their travell about, corner of the ascent of the road.

УЎК 677.025.17

Д.Х. УБАЙДУЛЛАЕВА, Н.Р. ХАНХАДЖАЕВА, Р.А. БЕГМАНОВ

ПРЕСС АСОСЛИ ТУКЛИ ТРИКОТАЖ ПОЛОТНОЛАРИНИНГ СИФАТИНИ ЭКСПЕРТ УСЛУБДА БАҲОЛАШ

Маҳсулот сифатини ошириш, ассортиментини кенгайтириш ва истеъмолчилар талабини қондириш ҳозирги бозор иқтисодиётининг муҳим вазифаларидан.

Маҳсулот сифатини ўлчаш ва баҳолашнинг назарий ва амалий жиҳатдан боғланиш масалалари ҳозирги кунда мустақил илмий йўналиш сифатида шаклланиб бормоқда.

Маҳсулот сифати – маҳсулотнинг жами хоссаларидан иборат бўлиб, фойдаланишда истеъмолчилар талабини тўлиқ қондириши зарур.

Маҳсулот сифатини ишлатиш даврида аниқлаш талаб даражасига қараб ўзгариб боради.

Маҳсулотнинг сифат кўрсаткичи – ГОСТ 15467-70 стандартига кўра маҳсулот хоссасининг миқдорий хусусияти бўлиб, сифат таркибига қиради, яъни уни яратиш ва ишлатиш ҳамда истеъмолчиларга етказишдаги талабини қондириш.

Ҳозирги кунда меъёрий техник ҳужжатларнинг талабларини ҳисобга олган ҳолда, тўқимачилик материалларининг сифат кўрсаткичларини баҳолашда маҳсулотнинг нави аниқланади.

Маҳсулот сифатини баҳолашда натижанинг қанчалик тўғри ва ҳақиқатга яқин бўлиши ҳам муҳим аҳамиятга эга [1].

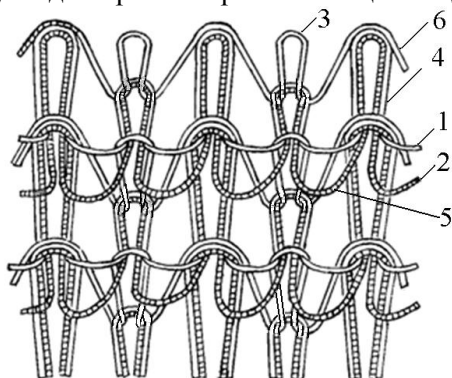
Маҳсулот сифат кўрсаткичларини аниқлаш – тажриба йўли билан олинган натижаларни меъёрий ҳужжатга солиштирилгандаги баҳосига асосланган бўлади.

Болалар кийимини ишлаб чиқаришда ҳам ашёнинг хусусияти жуда муҳим ҳисобланади. Ҳомашёни тўғри танлаш, маҳсулот сифатининг кафолатидир. Трикотаж корхоналарида ишлаб чиқарилаётган полотноларнинг хусусияти, тўқима тури, толавий таркиби, таркибидаги ҳалқа элементларининг тузилиши ва миқдори, ундан тайёрланадиган маҳсулотларнинг сифатини аниқлашда ва назорат қилишда асосий босқич ҳисобланади.

Тадқиқот объекти ва методикаси. Тадқиқот объекти сифатида айлана игнадонли трикотаж тўқув машиналаридан тўқиб олинган пресс асосли тукли трикотаж матоси танланган. Олиб борилган изланишлар асосида айлана игнадонли тўқув машинасида олинган пресс асосли тукли

трикотаж матосидан болалар устки кийими ишлаб чиқаришга тавсия этишдан олдин матонинг сифат кўрсаткичлари бўйича экспертларнинг фикри асосида мато танланди.

Пресс тўқимаси трикотаж тўқималари ичида енгил тўқима бўлиб, унда халқалардан ташқари пресс протяжкалари ва наброскалари мавжуд. Пресс тўқимасидаги узун протяжкалари тўқима таркибида ҳар хил миқдорда бўлиши мумкин, бу тўқув машинасининг турига боғлиқ. Пресс тўқима турининг афзаллиги, тўқимани олишда тўқувчилик ипларининг ҳар хил турдаги иплардан фойдаланиш имконияти катта, бундан ташқари тўқима олишда тўқув машинасига қўшимча механизмлар киритишни талаб қилмайди [2]. Олинган пресс тўқимасининг хом ашё таркиби 18.5×4 тексли пахта ипидан ташкил топган. Таркибида пресс халқалар миқдори 5 бўлган вариант тўқиманинг тузилиш чизмаси 1-расмда келтирилди, узун пресс наброскалари ҳар бир халқада устидан пресс наброскасини ҳосил қилган (1-расм).



1-расм. Пресс асосли тукли трикотаж тўқимаси тузилиш чизмаси

Пресс асосли тукли трикотаж тўқимасининг таркибидаги протяжкаларининг ҳар хил миқдордаги вариантлари ўрганилиб, таркибида 12.5 % пресс халқалари бўлган вариант танланди ва 8 та сифат кўрсаткичи бўйича таҳлил қилинди. Ушбу вариантни танлашдан мақсад, мато юза зичлиги 403 г/м³, қалинлиги 1.43 мм, бўлганда ҳам ҳаво ўтказувчанлиги 214 см³/см²с ни, иссиқликни сақловчанлиги эса 43 % ни, енгиллиги 5.1 % ни ташкил этиб, шакл сақлаш хусусияти юқори.

Пресс тукли трикотаж матосининг сифат кўрсаткичларини эксперт баҳолаш учун социалогик тадқиқотлардан кейин мутахассис-экспертларнинг сўров маълумотларидан фойдаланилди.

Мутахассис-экспертлар “Тўқима матолари технологияси” кафедрасидан 4 нафар ўқитувчилар, “Тўқимачилик материалшунослиги” кафедрасидан 3 нафар ўқитувчилар иштирок этди ва пресс асосли тукли трикотаж тўқимасининг сифат кўрсаткичларини уларнинг аҳамиятлилиги учун поғонали баҳо берилди ҳамда муҳимроқ бўлган $R=1$ поғонали сифат кўрсаткичлари билан, камроқ аҳамиятга эга бўлганлари $R=n$ сифат кўрсаткичлари аниқланди (Жадвал).

Пресс халқали тукли трикотаж матосининг таркибида 12.5 % пресс халқаси бўлган тукли трикотаж матосининг сифат кўрсаткичлари куйидаги тартиби тузилди, бунда:

X_1 – Узилиш кучи, Н; X_2 – Узилишдаги узайиш, %; X_3 – ҳаво ўтказувчанлиги, см³/см²с; X_4 – Қалинлиги, мм; X_5 – Иссиқликни сақловчанлиги, %; X_6 – Киришиши, %; X_7 – Юза зичлиги, г/м³; X_8 – Ҳажм зичлиги, мг/см³.

Олинган натижалар ва уларнинг таҳлили. Рангали баҳолашнинг алоҳида сифат кўрсаткичлари жадвалда келтирилган бўлиб, аҳамиятли кўрсаткичлар $R=1$ ранга билан, энг кам аҳамиятлиси эса $R=n$ билан баҳоланди.

$$\sum_{i=1}^n R_{ji} = (1 + 2 + 3 + \dots + n) = 0.5n(n + 1) = 0.5 \times 8 \times (8 + 1) = 36, \quad (1)$$

бу ерда n – сифат кўрсаткичлар сони, $n=8$.

Куйидаги формула бўйича ҳар бир кўрсаткич учун рангалар йиғиндиси S_i аниқланди:

$$S_i = \sum_{j=1}^m R_{ji} = 36 \quad (2)$$

бу ерда m – экспертлар сони, $m=7$.

Ҳар бир танланган сифат кўрсаткичларидан аҳамиятли коэффициентлар куйидаги формула ёрдамида аниқланди:

$$\gamma_i = \frac{S_{\max} - S_i}{\sum_{i=1}^n (S_{\max} - S_i)} = \frac{mn - S_i}{mn^2 - m \sum_{i=1}^n R_{ji}} = \frac{7 \times 8 - 22}{7 \times 8^2 - 7 \times 36} = 0.17, \quad (3)$$

бу ерда S_i – ҳар бир сифат кўрсаткич бўйича рангалар йиғиндиси.

Дастлабки ҳар бир n танланган хоссаларидан, ҳамда $\gamma_i=0$, $S_i=S_{\max}=mn$ кам бўлмаган хоссалари учун барча экспертларнинг рангали баҳоланиши тўлиқ мос келишида аҳамиятли коэффициентлар (3) формула бўйича аниқланади.

Эксперт баҳолаш бўйича ҳисоблаш натижалари жадвалда кўрсатилган.

Экспертлар баҳоси ва ҳисоб натижалари

Экспертлар шифри, j	Сифат кўрсаткичларини x_i рангали баҳолаш							x_8	Йиғинди	T_j
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7			
1	4	3	2	1	5	7.5	6	7.5	36	0.5
2	3	5	1	2	7	4	8	6	36	
3	4	1	3	2	5	6	7	8	36	
4	1	3	4	2	5	6	8	7	36	
5	4	3	2	1	5	7	8	6	36	
6	2	1	3	4	7	5	6	8	36	
7	4	1	3	2	7	5	8	6	36	
S_i	22	17	18	14	41	40	51	49	252	
$mn - S_i$	34	39	38	42	15	16	5	7		
γ_i	0.17	0.20	0.19	0.21	0.07	0.08	0.02	0.03		
γ_{i0}	0.20	0.23	0.22	0.25						
δ_{i0}	1	1.15	1.1	1.25						
$S_i - \bar{S}$	-9.5	-14.5	-13.5	-17.5	9.5	8.5	19.5	17.5		
$(S_i - \bar{S})^2$	90.25	210.25	182.2	306.2	90.25	72.25	380.2	306.8	1556.8	

(1) формуланинг тенглиги эътиборга олинса, унда (2) формула қуйидаги кўринишга келади:

$$\gamma_i = \frac{mn - S_i}{0.5mn(n-1)}. \quad (4)$$

Кўпроқ аҳамиятли $\gamma_{\max} = \frac{2}{n}$, $\sum \gamma_i = 1$ хоссаларига эгалигидан (4) формула бўйича барча экспертларнинг баҳолашига тўғри келади. Сифат кўрсаткичларнинг бир хил аҳамиятлилиги $\gamma_i = \frac{1}{n}$ га тенг бўлади.

Барча сифат кўрсаткичлари n дан юқори n_0 аҳамиятлиси учун $\gamma_i > \frac{1}{n}$ ажратилади ва улар учун аҳамиятли коэффициент қуйидаги формула бўйича аниқланади.

$$\begin{aligned} \gamma_{01i} &= \frac{mn - S_{01}}{mnn_0 - \sum_1^{n_0} S_{i01}} = \frac{34}{7 \times 8 \times 4 - 57} = \frac{34}{167} = 0.20, \\ \gamma_{02} &= \frac{mn - S_{02}}{mnn_0 - \sum_1^{n_0} S_{02}} = \frac{39}{7 \times 8 \times 4 - 57} = \frac{39}{167} = 0.23, \\ \gamma_{03} &= \frac{mn - S_{03}}{mnn_0 - \sum_1^{n_0} S_{03}} = \frac{38}{7 \times 8 \times 4 - 57} = \frac{38}{167} = 0.22, \\ \gamma_{04} &= \frac{mn - S_{04}}{mnn_0 - \sum_1^{n_0} S_{04}} = \frac{42}{7 \times 8 \times 4 - 57} = \frac{42}{167} = 0.25, \end{aligned} \quad (5)$$

бу ерда n_0 -қолдирилган аҳамиятли хоссаларининг сони; S_{i0} – ҳар бир қолдирилган хоссалари учун рангалар йиғиндиси.

Ҳисобдан чиқарилган кўрсаткичларнинг нисбий δ_{i0} аҳамиятлилиги қуйидаги формула бўйича аниқланди.

$$\delta_{i0} = \frac{\gamma_{i01}}{\gamma_{\min}} = \frac{0.20}{0.20} = 1, \quad \delta_{i0} = \frac{\gamma_{i0}}{\gamma_{\min}} = \frac{0.23}{0.20} = 1.15,$$

$$\delta_{i0} = \frac{\gamma_{i0}}{\gamma_{\min}} = \frac{0.22}{0.20} = 1.1, \quad \delta_{i0} = \frac{\gamma_{i0}}{\gamma_{\min}} = \frac{0.22}{0.20} = 1.1, \quad (6)$$

бу ерда γ_{\min} – ҳисобдан чиқарилган хоссаларининг аҳамиятли коэффициентларидан энг кичиги.

Жадвалдаги T_j битта экспертнинг турли кўрсаткичларни бир хил рангада баҳолашдаги кўрсаткич:

$$T_j = \frac{1}{12} \sum_1^u (t_j^3 - t_j), \quad (7)$$

бу ерда: $u - j$ та экспертнинг бир хил баҳолашдаги рангалар сони $u=2$.

Жадвалда 2 та эксперт учун:

$$T_j = T_2 = \frac{1}{12} (2^3 - 2) = 0.5.$$

Экспертларнинг баҳолашдаги ўзаро келишувчанлигини аниқлаш учун экспертларнинг бошланғич рангали (поғонали) баҳолаш натижаларидан фойдаланилади (Жадвал).

Конкордация (ўзаро келишувчанлик) коэффициенти қуйидаги формула ёрдамида аниқланди:

$$W = \frac{\sum_{i=1}^n (S_i - \bar{S})^2}{\frac{1}{12} m^2 (n^3 - n) - m \sum_{j=1}^m T_j} = \frac{1556.85}{2056 - 3.5} = 0.75. \quad (8)$$

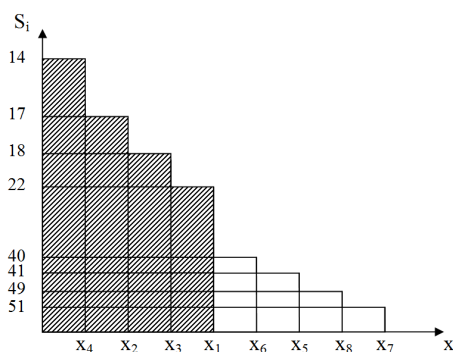
Бошланғич барча кўрсаткичлар учун ранга йиғиндисининг ўртача қиймати топилди:

$$\bar{S} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i = 0.5m(n+1) = 0.5 \times 7 \times (8+1) = 31.5, \quad (9)$$

$(S_i - \bar{S}), (S_j - \bar{S})^2$ қийматлар аниқланди (жадвал).

Унинг аҳамиятлилигини баҳолаш учун χ^2 Пирсон мезони бўйича ҳисобланди.

$$\chi^2 = Wm(n-1) = 0.75 \times 7 \times (8-1) = 36.75. \quad (10)$$



2-расм. Пресс асосли тукли трикотаж матосининг физик-механик хусусиятлари бўйича Априор диаграммаси

Пресс асосли тукли трикотаж матосининг физик-механик хусусиятлари бўйича Априор диаграммаси тузилди (2-расм). X_4 – Қалинлиги, X_2 – узилишдаги узайиш, X_3 – ҳаво ўтказувчанлиги, X_1 – узилиш кучи каби асосий кўрсаткичлари энг аҳамиятлилигини поғонали баҳолаш диаграммасида аниқ кўринади.

Агар $\chi_{хис}^2 > \chi_{жад}^2$ бўлса, унда экспертларнинг рангали баҳолашини аҳамиятли деб белгиланади.

Ўрганилган пресс асосли тукли трикотаж матосидан болалар кийими тайёрлашда экспертлар аниқлаган аҳамиятли сифат кўрсаткичларини жадвалий қиймати $P_D=0.95$; $\alpha=0.05$; $\chi_{жад}^2 = 14.1$ дан $\chi_{хис}^2 = 36.75$ катталиги аниқланганлигига мувофиқ ушбу матони болалар кийими ишлаб чиқаришга тавсия этиш мумкин. $\chi_{жад}^2 = 36.75 \geq 14.1 = \chi_{0.05}^2$ дан 8та экспертнинг поғонали баҳолашдаги аҳамиятли келишувчанлигига эга бўлди.

Агар $\chi_R^2 \leq \chi_T^2 [\alpha = 0.05; f = n - 1]$ бўлса, олинган натижа мос, яъни экспертлар хулосаси - мос келади деб хулоса қилинди [3].

Хулоса. Ўтказилган адабиётлар таҳлили ва олиб борилган тадқиқот натижаларига асосланган ҳолда айтиш мумкинки, барча ҳолатларда аҳамиятли сифат кўрсаткичларининг минимумини танлашдан кейин, бу боғланишдаги кўрсаткич даражасига ўзаро боғлиқлиги $R_D=0.95$; $\alpha=0.05$ бўйича таҳлил қилинди. Кучли корреляцион боғлиқликка эга бўлган кўрсаткичлардан кейин, энг аҳамиятли кўрсаткичлар: узилишдаги узайиш, ҳаво ўтказувчанлик, узилиш кучи ва қалинлиги қолдирилди.

Олиб борилган тадқиқотлар натижасидан маълум бўлдики, танланган пресс тукли трикотажа тўқимаси ўзининг энгил тузилишга эга бўлиши билан бирга, физик-механик кўрсаткичларининг аҳамиятлилари бўйича танланди ва болалар устки кийимлари ишлаб чиқаришга тавсия этилди.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Соловьев А.Н., Кирюхин С.М. Оценка и прогнозирование качества текстильных материалов. М.: Легкая и пищевая промышленность, 2008.
- [2] Hanhadjaeva N., Mukimov M. New Knitting Fabric Structure Made on Flat-Bed Knitting Machine // The Second International Symposium on Educational Cooperation for "Industrial Technology Education" 4-6.07.2008. P. 353–364.
- [3] Очилов Т.А., Аббасова Н.Г., Абдуллина Ф.Д. Газламашунослик // Ўзбекистон миллий энциклопедияси. Тошкент. 2012.

Тошкент тўқимачилик ва энгил саноат институти

12.03.2018
қабул қилинган

Д.Х. Убайдуллаева, Н.Р. Ханхаджаева, Р.А. Бегманов. Экспертный метод выбора значимых показателей качества прессового трикотажного полотна

В статье приведены результаты опроса экспертов по 8 качественным показателям плюшевых трикотажных полотен на основе прессового переплетения. Проведён анализ по выявлению значения особых свойств трикотажа. Рекомендован вариант полотна, обладающий наилучшими показателями растяжимости, разрывной нагрузки и воздухопроницаемости для производства детской одежды.

D.Kh. Ubaydullaeva, N.R. Khanhadjayeva, R.A. Begmanov. Experts selecting meaningful indicators of quality pressing knitted fabric

In article results of interrogation of experts on 8 quality indicators of plush knitted fabric on the basis of cardigan structures are resulted. The analysis on value of special properties of knitting is carried out, the variant of a fabric possessing more indicator of breakage elongation. Strength and air permability for manufacture of children's knitwear is recommended.

УЎК 681.586.57

Р.Р. ХУДАЙКУЛИЕВ, А.Т. ЙЎЛДАШЕВ, Д.А. ҚЎЛДОШЕВ

ПАХТА ТЕРИШ МАШИНАСИ ИШ УНУМИНИ БАШОРАТЛАШНИНГ ЗАМОНАВИЙ МОДЕЛЛАРИНИ ИШЛАБ ЧИҚИШ

Қишлоқ хўжалиги машиналарининг асосий кўрсаткичларидан бири уларнинг иш унумидир. Бундай машиналарнинг иш унумини олдиндан назарий ҳисоб китоблар орқали аниқлаш амалиётда катта аҳамият касб этади. Қишлоқ хўжалигида ишлатиладиган машиналарнинг иш унумини ҳисоблаш назарияси ривожига Ю.К. Киртбая, Б.С. Свирщевский, Б.А. Линтварев каби олимлар салмоқли ҳисса қўшган [1–3].

Машина трактор паркларида мавжуд бўлган қишлоқ хўжалиги техникаларидан самарали фойдаланишга оид адабиётларда [1–4] агрегатлар иш унумини йил фаслларига қараб соатда, сменада, суткада ва йиллик қилиб ҳисоблаш мумкинлиги айтилган бўлиб, улар назарий ва техник иш унумларига ажратилганлиги кўрсатиб ўтилган.

Пахта хом-ашёсини териб олишда ишлатиладиган терим машиналарининг иш унуми ҳам икки турдаги ўлчов бирликларида аниқланади:

- 1 соатда машина бункерига терилган пахта миқдори, кг/соат;
- 1 соатда терим машинаси билан ишлов берилган дала улуши, га/соат.

Вертикал шпинделли пахта терувчи машиналарни такомиллаштириш орқали уларнинг иш унумини ошириш мақсадида ЎзФА МИСМИ, ТИМҚХМИ қошидаги ҚХМЭ ИТМ (собик САИМЭ), БМКБ-Агромаш (собик ДМКБ-Пахтачилик) ва “Технолог” ИИЧБ каби ташкилотлар томонидан иш жараёнида ўзини-ўзи ифлосликлардан тозалайдиган камровчи элемент билан жиҳозланган таркибий шпинделларнинг бир қатор конструкциялари яратилган. Бундай шпинделлар ўрнатилган пахта териш машиналарида очилган кўсаклар улуши 70-80% бўлганда пахта ҳосилини териб олиш технологиясига оид илмий ва амалий тадқиқот ишлари 1966-1980 йиллар оралиғида кенг кўламда олиб борилган.

Академик Х.Х. Усмонхўжаев тамонидан пахта териш машиналарининг иш унумини баҳоловчи математик моделининг ишлаб чиқилиши юқорида келтирилган илмий изланишлар натижасида юзага келган ва у қуйидагича ифодаланган [5,6]:

$$W = 10^{-2} \eta m H V_M \cdot \Pi y \cdot q_0, \quad (1)$$

бу ерда W – пахта териш машинасининг иш унуми, т/соат; η – машина фойдали иш вақтининг улуши; m – терим аппаратидаги қаторлар сони; H – ғўза қаторлари орасининг кенглиги, м; V_M – машинанинг иш тезлиги, км/соат; y – ғўза тупларидаги умумий пахта ҳосилдорлиги, ц/га; Π – ғўза тупидаги очилган кўсаклар улуши; q_0 – машинанинг терим тўлиқлиги; Πy – очилган кўсаклар бўйича ҳосилдорлик.

Х.Х. Усмонхўжаевнинг таъкидлашича кертма шпинделлар билан жиҳозланган пахта териш машинасининг ўртача фойдали иш вақти 40 фоиздан ошмайди, натижада унинг иш унуми пастлигича қолади [6].

Технологик хизмат кўрсатишларга боғлиқ бўлган тўхтаб қолишлар эса 30%ни, технологик иш жараёнининг бузилиши ва машинадаги баъзи деталларининг деформацияланиши ёки синиши билан боғлиқ бўлган тўхташлар ҳам 30 % ни ташкил этган. Пахта териш машинасининг ўртача фойдали иш вақтини ва унга мос равишда иш унумини яъни, биринчи омилни сезиларли даражада ошириш учун таркибий шпинделлардан фойдаланилган. Шунингдек, муаллиф томонидан кўсакларининг очилганлик даражаси пахта териш машинасининг иш унумига қай даражада таъсир қилиши ўрганилган ва олинган натижалар 1-жадвалда келтирилган [6].

Ушбу жадвалда келтирилган сонли қийматлардан кўриниб турибдики, кўсакларнинг очилганлик даражаси Π ортиши билан машинанинг бир соатдаги иш унуми ҳам ортиб боради. Масалан, ғўза тупидаги очилган кўсаклар миқдори 90 % бўлганда машинанинг иш унуми 0.840 т/соатга тенг. Бу эса кўсаклар 50% очилганда машинанинг иш унуми 0.467 т/соат деб келтирилган кўрсаткичдан деярли икки мартага катта.

1 - жадвал

Кўсакларининг очилганлик даражасини пахта териш машинаси иш унумига таъсири

у, ц/га	Π улуш (%)	Πу, ц/га	q ₀	q ₀ , ц/га	η	Н, м	V _M , км/соат	W, т/соат
30	0.5 (50)	15.0	0.8	12.0	0.6	0.9	3.6	0.467
30	2.6 (60)	18.0	0.8	14.4	0.6	0.9	3.6	0.560
30	0.7 (70)	21.0	0.8	16.8	0.6	0.9	3.6	0.653
30	0.8 (80)	24.0	0.8	19.2	0.6	0.9	3.6	0.746
30	0.9 (90)	27.0	0.8	21.6	0.6	0.9	3.6	0.840
30	1.0 (100)	30.0	0.8	24.0	0.6	0.9	3.6	0.933

Изоҳ: бункерга йиғилган пахта миқдори очилган кўсаклар бўйича ҳосилдорликнинг $q_0 = \Pi y \cdot q_0$ терим тўлиқлиги кўпайтмасидан иборат.

Кейинги босқичда эришилган ютуқларнинг тўлақонли бўлишини таъминлаш мақсадида яна бир қанча илмий изланишлар олиб борилган ва натижада кўсакларнинг очилганлик даражаси таркибий шпинделлар ўрнатилган машина билан териб олинган пахтанинг сифат кўрсаткичларига (толанинг пишқлиги, чиқими ва навдорлиги) қандай таъсир қилиши ўрганиб чиқилган ва қуйида келтирилган 2-жадвал кўринишидаги учта мавсумга тегишли бўлган маълумотлар олинган [6].

Пахта кўсаклари очилганлик даражасининг тола сифатига таъсири

Кўрсаткичлар	1980 йил				1981 йил				1982 йил			
	90	80	70	60	60	70	80	90	60	70	80	90
Кўсакларнинг ўртача очилганлик даражаси, %	90	80	70	60	60	70	80	90	60	70	80	90
Толанинг пишиқлиги, г	4.0	4.0	3.9	4.1	3.7	3.7	3.8	3.8	3.7	3.5	3.5	3.5
Толанинг чиқиши, %	32.2	32.2	32.2	33.5	30.2	30.2	30.2	-	32.0	32.0	32.0	32.0
Толанинг нави	II	II	II	II	III	III	III	-	III	III	II	III

2-жадвалда келтирилган сонли қийматлар кўрсаткичларнинг очилганлик даражаси юқори бўлиши толанинг сифат кўрсаткичларига (пишиқлик, чиқим ва навдорлиги) салбий таъсир этмаслигини кўрсатиб турибди.

Р.Туркменов ва З.Қурбаналиевлар пахта териш машинасининг қамров кенглиги ва ҳаракат тезлиги иш сифатининг кўрсаткичларига қандай таъсир қилишини ўрганишган [7, 8]. Уларнинг тажрибаларида терим аппаратининг қамров кенглиги ва машинанинг ҳаракат тезлиги ошиши билан технологик жараёндаги кўрсаткичларнинг ёмонлашиш тенденцияси кузатилган, айниқса машинанинг терим тўлиқлиги камайган, пахтанинг ғўза тупларидаги чанокда қолиб кетиши ва ерга тўкилиши эса кўпайган. Қамров кенглиги 1.8 м дан 5.4 м гача ошганда ҳаракат тезлиги 0.90 м/с гача пасайиб, терим тўлиқлиги 5.4 % га, ҳаракат тезлиги 2.08 м/с гача ортганда терим тўлиқлиги 13.7 % га пасайган.

Далаларда етиштирилган пахта ҳосилининг турли марказдаги машиналарда териб олиш жараёни икки босқичда амалга оширилганлиги боис горизонтал ва вертикал шпинделли машиналарнинг қатор оралари 90 см бўлган далаларда ўтказилган синовларда аниқланган бир соатдаги асосий ва сменавий иш унумининг қийматлари 3-жадвалда келтирилган.

3-жадвал

Турли русумдаги пахта териш машиналарни 1 соатдаги иш унумининг синовларда аниқланган қийматлари

Машина маркаси	1-соатдаги иш унуми, га (1-чи терим)		1-соатдаги иш унуми, га (2-чи терим)		Манба
	Асосий	Сменада	Асосий	Сменада	
4 қаторли "Кейс-2155"	1.7–2.0	0.7–1.3	2.4–2.7	1.6–2.0	[9]
2 қаторли "Кейс-2022"	1.1	0.6–0.7	1.3–1.4	0.9–1.0	[9]
2 қаторли ХМГ-01	0.7–0.9	0.5–0.6	1.1	0.8	[9]
ТТЗ100К.11 тракторига осилган 2 қаторли вертикал шпинделли машина	0.68	-	0.85	-	-
ХНП 1,8	0.66	0.32	1.03	0.50	[9]
2 қаторли «Джон Дир 990» МТЗ-80х тракторига осилган	1.02	0.57	-	-	[10]

Жадвалдан кўриниб турибдики, иккинчи пахта теримида барча машиналарнинг иш унуми биринчи теримдагидан юқори, чунки иккинчи теримда машинанинг иш тезлиги баланд. Горизонтал шпинделли машиналарнинг пухталиги ва ишчи тезликнинг юқорилиги уларнинг нисбатан катта унум билан ишлашини таъминлаган.

Жадвалдан яна шуни кўришимиз мумкинки машинанинг асосий вақтдаги ва смена давомидаги иш унумлари орасида катта фарқ бор. Шу сабабли янгидан яратиладиган ҳисоблаш моделларида машина иш унумдорлигига таъсир кўрсатувчи омилларни, айниқса вақтнинг тўлиқ балансини ҳисобга олиш мақсадга мувофиқдир.

Академик Ш.У. Йўлдашевнинг тадқиқотларида пахта териш машинасининг иш унуми қуйидагича ифодаланган [11]:

$$W_c = 0,36 B_p v_p Y_x \varepsilon \rho t_p, \quad (2)$$

бу ерда W_c – смена давридаги иш унуми, кг/соат; B_p – машинанинг қамров кенглиги, м; v_p – машинанинг ишчи тезлиги, м/с; Y_x – даладаги пахта ҳосилдорлиги, кг/га; ε – пахта

кўсакларининг очилганлик даражаси; ρ – машина бункерига терилган пахталар улуши; t_p – теримга сарф бўлган (тоза) иш вақти улуши; 0.36 – тенгламанинг чап ва ўнг томонларидаги ўлчамларни ҳисобга олиш коэффициентлари.

Шунингдек муаллиф пахта териш машинаси самарадорлигини “Пахта даласи-механик-ҳайдовчи-машина” эрготик тизим доирасида ўрганишни ва терим тўлиқлигини қуйидаги модел-функция шаклида ифодалашни таклиф этган:

$$W_T = F [B_k, S_M, v, \gamma_0, y_x, G(t), \tau], \quad (3)$$

бу ерда B_k – терим аппаратидаги қаторлар сони; S_M – қатор орасининг кенглиги; v – машинанинг иш тезлиги; γ_0 – кўсакларнинг очилганлик даражаси; y_x – умумий пахта ҳосилдорлиги; $G(t)$ – бункерга терилган пахтанинг ўртача циклик миқдори; τ – смена вақтидан фойдаланиш коэффициенти.

Шундай қилиб, пахта теримида машина иш унумини машина параметрлари, дала агрофони кўрсаткичлари ва теримга сарфланган вақт улушларини ҳисобга оладиган F функция шаклида шундай ёзиш мумкин:

$$W_T = F \left[\frac{B_p, S_M, v, \gamma_p, y_p, G(t)\tau}{(T_{обс}, T_{см}, T_{оч}, T_{рег}, T_{y.o.})} \right], \quad (4)$$

бу ерда $T_{мхк}$ – машинага техник хизмат кўрсатишга кетган вақт улуши; T_M – деталларни мойлашга кетган вақт улуши; $T_{им}$ – ишчи органларни ифлосликлардан тозалашга кетган вақт улуши; $T_{соз}$ – ишчи органларни созлашга кетган вақт улуши; $T_{нбэ}$ – машинадаги носозликларни бартараф этишга кетган меҳнат сарфлари; киши-соатларда.

Пахта териш машиналарининг иш унумларини башоратлашга доир юқорида келтирилган модел-формулар шундан далолат берадики, улар замонавий компьютер воситалари ва дастурларидан фойдаланиб ҳисоблаш ишларини бажаришда муайян камчиликларни туғдиради. Шу боис компьютер техникасига мос бўлган замонавий башоратлаш моделларини қуйидагича таклиф қилиш ўринли бўлади.

Пахта ҳосилдорлиги G_y (кг/га) бўлган $G_p/G_y ПВnL10^{-4}$ (га) майдондаги пахта даласидан битта бункерга $G_b K_b$ (кг) хом ашё териб олинади:

$$G_b K_b = G_y \frac{G_p}{G_y} ПВnL10^{-4}, \quad (5)$$

бунда L – бункерни $G_b K_b$ миқдордаги пахта билан тўлдириш учун талаб этилган ғўза қаторининг умумий узунлиги (м).

L масофани босиб ўтиш учун сарфланган асосий терим вақти (t_c):

$$t_c = \frac{L}{V_M}, \text{ с.} \quad (6)$$

(5) дан L ни топиб, (6) га қуйсак, пахта териш машинасининг битта бункерни тўлдириш учун сарфланган вақт қуйидаги ифода орқали аниқланади:

$$t_c = \frac{10^4 G_b k_b}{G_y ВП V_M \frac{G_p}{G_y} n}, \text{ с.} \quad (7)$$

Битта бункерни тўлдириш учун машинанинг ўтишлар сони $N_{1b} = t_c : (L/V_M)$ (7) ни ҳисобга олсак,

$$N_{1b} = \left[\frac{10^4 G_b k_b}{G_y ВП V_M \frac{G_p}{G_y} n} \right] : \left(\frac{L}{V_M} \right). \quad (8)$$

Агар пахта териш машинасининг бир марта бурилиб қайтиб олишга сарфлаган ўртача вақти қиймати (t_k) ни эътиборга олсак, битта бункерни тўлдириш учун бурилиб ва қайтиб олишга сарфланган умумий вақт $t_k N_{1b}$ га тенг бўлади.

Машина ℓ узунликдаги далани N_{1b} марта босиб ўтганда бир бункер пахта териш учун $N_{1b} \frac{\ell}{V_M}$ вақт кетади.

Табиийки, машина 1 бункер пахтани бўшатиш учун $1 \cdot t_B$ вақт сарфлайди.

Демак, машина теримида битта бункер пахтани териб олиш ва уни тўқишга кетган вақт сарфи:

$$t_{1b} = \frac{\ell}{V_M} N_{1b} + N_{1b} t_k + 1 t_B, \text{ с.} \quad (9)$$

Кўриниб турибдики, машина t_{1b} вақт ичида $G_b k_b$ миқдордаги, $t_c + t_B + t_k$ ёки $t - t_T$ вақт давомида W_{kg} миқдордаги пахтани териб олади.

Булардан қуйидаги пропорциялар келиб чиқади:

$$\begin{aligned} t - t_T \rightarrow W_{kg} & \Rightarrow \frac{W_{kg}}{G_b k_b} = \frac{t - t_T}{t_{1b}} \Rightarrow W_{kg} = \frac{(t - t_T) G_b k_b}{t_{1b}}, \text{ кг.} \quad (10) \\ t_{1b} \rightarrow G_b k_b & \end{aligned}$$

Бунда $t - t_T$ с, t_{1b} с, $G_b k_b$ кг.

Энди машина иш унумининг гектар (га) ҳисобидаги ифодасини чиқарамиз.

Юқорида кўрдикки, машина t_{1b} вақт ичида бир бункер пахта майдони юзасининг катталиги nBL ёки $nBN_{1b}\ell$ бўлган майдондан териб олади (расм). Машина $t - t_T$ вақт давомида W_{ga} иш унумига эришади. Демак,

$$\left. \begin{aligned} t - t_T \rightarrow W_{ga} \\ t_{1b} \rightarrow nBN_{1b}\ell \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{W_{ga}}{nBN_{1b}\ell} = \frac{t - t_T}{t_{1b}} \Rightarrow W_{ga} = \frac{t - t_T}{t_{1b}} nBN_{1b}\ell.$$

W_{ga} ни (га) ўлчамга келтирамиз:

$$\begin{aligned} W_{ga} &= \frac{t - t_T}{t_{1b}} nBN_{1b}\ell \left[\frac{[c]}{[c]} \right] [M][M] \Rightarrow \\ W_{ga} &= \frac{t - t_T}{t_{1b}} nBN_{1b}\ell \frac{[10^4 M^2]}{10^4} \Rightarrow \\ W_{ga} &= \frac{10^{-4} (t - t_T) nBN_{1b}\ell}{t_{1b}}, \text{ га.} \quad (11) \end{aligned}$$

Бунда $t - t_T$ с, t_{1b} с, B м, ℓ м.

Шундай қилиб мақолада таклиф қилинган пахта териш машинаси иш унумини гектар ва килограмм ҳисобида баҳолашнинг W_{ga} ва W_{kg} моделлари ҳисоб-китобларни дала аграфони ва машина параметрларини эътиборга олган ҳолда, машинадаги узел ва деталларини лойиҳалаштириш босқичида аниқ қилиб бажариш ҳамда ишлаб чиқаришда бўладиган қайта тайёрлаш ишларини қисқартириш имкониятини беради.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Киртбая Ю. К. Резервы в использовании машинно-тракторного парка. М.: Колос, 1976. –236 с.
- [2] Свирщевский В. С. Эксплуатация машинно-тракторного парка: Изд. 3, перераб. М.: Сельхозгиз, 1958.–660с.
- [3] Линтварев Б. А. Научные основы повышения производительности сельскохозяйственных агрегатов. М., 1962. – 182 с.
- [4] Хробостов С. Н. Эксплуатация машинно-тракторного парка. М.: Колос, 1973. – 138 с.
- [5] Усманходжаев Х. Х. Прогноз производительности хлопкоуборочной машины. Ташкент: Узбекистан, 1980. – 26 с.

- [6] Усманходжаев Х.Х. Теория механизмов и производительность хлопкоуборочных машин. Ташкент: Фан, 1990. – 116 с.
- [7] Туркменов Р.И. Исследование основных показателей хлопкоуборочных машин для широких междурядий (0,9 м) с целью обоснования параметров и режимов их работы: Дис. ... канд. техн. наук. Янгиюль, 1981. – С.17.
- [8] Курбаналиев З. Исследование и обоснование основных параметров хлопкоуборочной машины: Дис....канд. техн. наук. Ташкент: ТИИМСХ, 1978. – 166 с.
- [9] Заключение по результатам испытаний импортных образцов горизонтально-шпиндельных хлопкоуборочных машин фирмы «Кейс»: четырехрядной – модель 2155, двухрядной – модель 2022 и двухрядной горизонтально шпиндельной машины ХМГ-01 ГСКБ по машинам для хлопководства в сезоне. Ташкент, 1996. – 30 с.
- [10] Протокол № 33-34-96 /516, 517/ Государственных испытаний хлопкоуборочных машин фирмы «Джон-Дир» моделей 9935 и 990 на полях ТОО «Центр сервис СХМ» Махтаральского района Южно- Казахстанской области. Ташкент: УзМИС, 1997. С. 21.
- [11] Юлдашев Ш.У. Основы технического уровня хлопкоуборочных машин. Ташкент: Фан, 1980. – 240 с.

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

18.04.2018 й.
қабул қилинган

Р.Р. Худайкулиев, А.Т. Ёулдашев, Д.А. Қулдошев. Разработка современных моделей прогнозирования производительности хлопкоуборочных машин

В статье приведены современные модели прогнозирования производительности хлопкоуборочных машин, позволяющие учитывать состояние агрофона и основные параметры хлопкоуборочных машин.

R.R. Hudaykulyev, A.T. Yuldashev, D.A. Qo'ldoshev. Development of the modern models of prediction of efficiency of mechanical cotton pickers

The modern models of prediction of efficiency of mechanical cotton pickers allowing to consider a condition of an agrohume noise and key parameters of mechanical cotton pickers are given in article.

УЎК 631.3+634

И.Т. ЭРГАШЕВ, Х.Қ. ПАРДАЕВ, А.И.ИСМАТОВ

БОҒ ҚАТОР ОРАЛАРИГА ТЕКИС ИШЛОВ БЕРАДИГАН ПЛУГ ТАЯНЧ ҒИЛДИРАКЛАРИГА ТУШАДИГАН ЮКЛАМАНИНГ НАЗАРИЙ ТАДҚИҚОТИ

Боғ қатор ораларини шудгор қилиш драхтларни бутун ўсув даври давомида тупроқда нам тўплаш ва намликни бир меъёрда сақлаш имконини беради. Шудгорлаш тупроқдаги ҳаво ва иссиқлик режимини яхшилади, тупроқдаги биологик жараёнларни кечишида ва озик моддалар тўпланишига ёрдам беради, қатор ораларини бегона ўтлардан тозалайди. Асосий ишлов бериш мева дарахтларининг илдиз тизими, ер устки қисмларининг яхши ривожланиши ва боғларнинг ҳосилдорлигини ошириш учун қулай шароит яратадиган асосий агротехник тадбирлардан ҳисобланади [1].

Ҳозирги кунда республикамиздаги боғ қатор ораларини кузги шудгорлашда очик далаларга мўлжалланган ПН-3/4-35, ПНЛ-3/4-35 плугларидан фойдаланилмоқда. Бу плуглардан фойдаланиш натижасида ҳар бир боғ қатор орасида тупроқ уюмлари ва ариқлар ҳосил қилади. Бунинг натижасида табиий ёғингарчиликдан ҳосил бўладиган намликни йўқолишига олиб келади. Бундан ташқари, боғ қатор ораларида ҳосил бўлган тупроқ уюмлари ва ариқларни текислаш каби кўшимча ишларни амалга оширишга тўғри келади [1].

Юқорида келтирилган камчиликларни бартараф этиш ва боғ қатор оралари тупроғини агротехник талаблар даражасида шудгорлаш учун янги плугларни лойиҳалаш ва ишлаб чиқиш талаб қилинади.

Кўп йиллик ўрта бўйли боғ қатор ораларига текис ишлов берувчи лойиҳаланган плугда чап ва ўнг модуллар тракторга осииш механизидан турли масофаларда жойлашганлиги ва турлича чуқурликда тупроққа ишлов бериши сабабли осииш механизмининг ўлчамлари ҳам бошқа шу типдаги текис ишлов берадиган плуглар осииш механизмлари ўлчамларидан фарқ қилади.

Маълумки, плугнинг равон ишлашини унинг таянч ғилдиракларига тушадиган юкломанинги микдори ва ўзгарувчанлиги орқали баҳоланади [2].

Плугни осииш механизми параметрларини аниқлаш учун фазовий кучлар тизимини текисликдаги кучлар тизимига келтирамыз. Плугнинг мувозанатини бўйлама-вертикал (1-расм) текисликда кўриб чиқамыз.

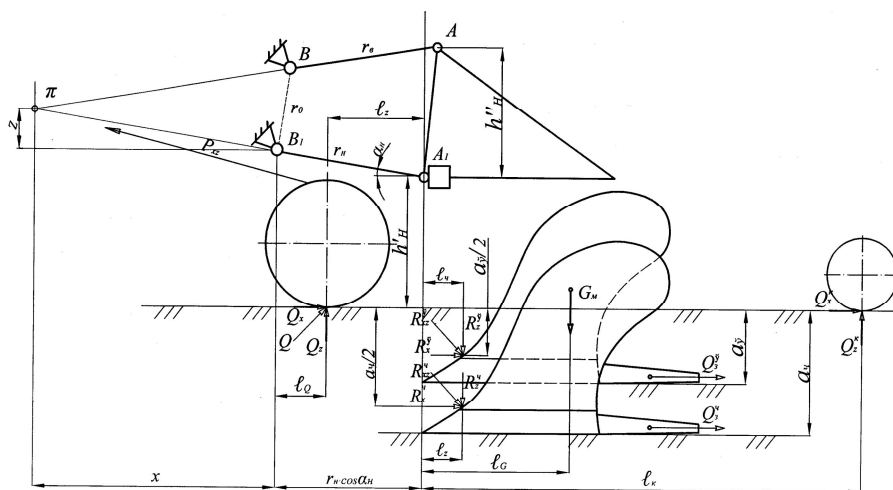
Бўйлама вертикал текисликда плугга кўйидаги кучлар таъсир қилади (1-расм): оғирлик кучи $G_{\text{пл}}$, тупроқнинг ўнг \bar{R}_{xz}^y ва чап \bar{R}_{xz}^x модуллар корпусларига, ўнг \bar{R}_3^y ва чап \bar{R}_3^x заплужникларга реакция (қаршилик) кучлари, тупроқнинг катокка таъсир кучининг ташкил этувчилари Q_x^k , Q_z^k , тупроқнинг таянч ғилдиракларига реакция кучи Q . Бу қаршилик кучларининг йиғиндисига тенг ва қарама-қарши йўналган тортиш кучи \bar{P}_{xz} .

Таянч ғилдиракларига тушадиган юкларни аниқлаш учун плугнинг оний айланиш марказига нисбатан кучлар моментлари йиғиндисининг нолга тенг бўлиш шартидан фойдаланилди.

$$\begin{aligned} \sum M_{\pi} = & Q_x \cdot (h_H' + r_H \sin \alpha_H + z) + Q_z (x + \ell_a) + R_x^y \left(\frac{a_y}{2} + h_H' + r_H \sin \alpha_H + z \right) + \\ & + R_x^x \left(\frac{a_y}{2} + h_H' + r_H \sin \alpha_H + z \right) - (R_z^x + R_z^y) (x + r_H \cdot \cos \alpha_H + \ell_z) - G_{\text{пл}} (x + r_H \cos \alpha + \ell_G) - \\ & - R_3^x (a_y + h_H' + r_H \sin \alpha_H + z) - R_3^y (a_y + h_H' + r_H \sin \alpha_H + z) + Q_x^k (h_H' + r_H \sin \alpha_H + z) + \\ & + Q_z^k (x + r_H \cos \alpha_H + \ell_k) = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

ифодадан Q_z ни топамиз

$$\begin{aligned} Q_z = & \frac{1}{x + \ell_a} [G_{\text{пл}} (x + r_H \cos \alpha_H + \ell_G) + (R_z^x + R_z^y) \cdot (x + r_H \cdot \cos \alpha_H + \ell_z) + \\ & + R_3^x (a_y + h_H' + r_H \sin \alpha_H + z) + R_3^y (a_y + h_H' + r_H \sin \alpha_H + z) - Q_x (h_H' + r_H \sin \alpha_H + z) - \\ & - R_x^x \left(\frac{a_y}{2} + h_H' + r_H \sin \alpha_H + z \right) - R_x^y \left(\frac{a_y}{2} + h_H' + r_H \sin \alpha_H + z \right) - \\ & - Q_x^k (h_H' + r_H \sin \alpha_H + z) - Q_z^k (x + r_H \cos \alpha_H + \ell_k)] \end{aligned} \quad (2)$$



1-расм. Боғ қатор ораларига текис ишлов берадиган плугга бўйлама-вертикал текисликда таъсир қилувчи кучлар схемаси

(2) ифода боғ қатор ораларига текис ишлов берадиган плуг таянч ғилдирагига тупроқнинг реакция кучларини плугни тракторга тақиш қурилмаси параметрлари $(r_H, \alpha_H, h_H', h_H'', x, z)$, ишчи органларнинг ўзаро жойлашиш параметрлари $(\ell_a, \ell_G, \ell_z, \ell_k)$, тупроқнинг ишчи органларга кўрсатадиган қаршилик кучлари $(R_{xy}^x, R_{xy}^y, R_3^x, R_3^y, Q_x^k, Q_z^k)$ га боғлиқ ҳолда аниқланади.

(2) ифодадаги тупроқнинг қаршилик кучларини қўйидаги ифодалар орқали аниқланди [3]:

$$R_x^x = k \cdot a_{\text{ч}} \cdot v_{\text{к}} \cdot n_{\text{к}}^x, \quad R_z^x \approx 0.3 R_x^x,$$

$$R_x^y = k \cdot a_y \cdot \epsilon_k \cdot n_k^y, \quad R_z^y \approx 0.3R_x^y,$$

бу ерда a_x, a_y – мос равишда чап ва ўнг корпуслар ишлов бериш чуқурлиги, см; n_k^x, n_k^y – мос равишда чап ва ўнг корпуслар сони, донга; k – тупрокнинг солиштирма қаршилиги, Н/см²; ϵ_k – корпусларнинг қамраш кенглиги, см.

Q_x^k ва Q_z^k ларнинг қийматини қуйидаги формулалар орқали ҳисобланди [4]:

$$Q_x^k = 4 \cdot r_{кт}^2 \cdot B_k \cdot q \left[\sin^2 \frac{\epsilon_0}{2} 2 \cos^2 \frac{\epsilon_0}{2} - 2 \cos \frac{\epsilon_0}{2} \right] + \rho \cdot V_n^2 \cdot B_k \cdot r_{кт} \sin^2 \frac{\epsilon_0}{2} \quad (3)$$

$$Q_z^k = 2B_k \cdot r_{кт} (\epsilon_0 - \sin \epsilon_0) (r_{кт} q + \frac{1}{4} q \cdot V_n^2), \quad (4)$$

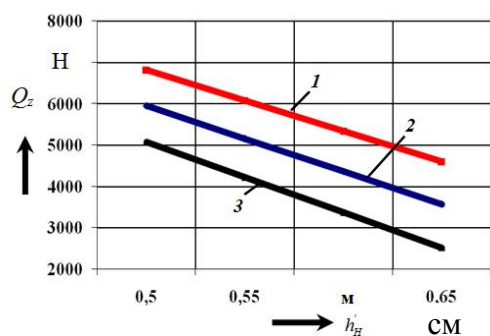
бу ерда $r_{кт}$ – таянч текисловчи каток радиуси, м; B – таянч текисловчи катокнинг қамраш кенглиги, м; q – тупрокнинг ҳажмий сиқилиш коэффициентини, Н/м³; ϵ – таянч текисловчи катокнинг тупроққа кириш бурчаги, рад; ϵ_0 – таянч текисловчи катокнинг тупроқни ҳажмий сиқилишидаги элементар узунлигига мос келувчи бурчак, рад; V_n – тупрок заррачасининг таянч текисловчи каток планкаси билан биргаликдаги абсолют тезлиги, м/с; ρ – тупрокнинг зичлиги, кг/м³.

Таянч ғилдирагидаги реакция кучининг горизонтал ташкил этувчисини Грандвуан-Горячкин формуласидан фойдаланиб ҳисобланди [5].

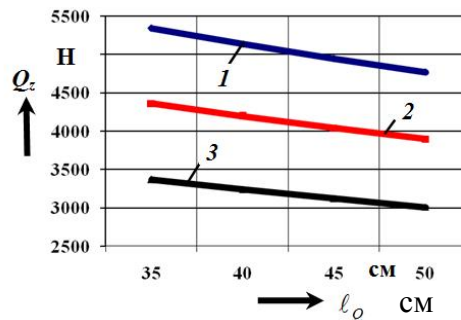
Таъсир этувчи кучларнинг қийматлари ўзгарувчан. Тупроқ шароитининг, рельефнинг ўзгарувчанлиги бу кучларнинг ҳам ҳар онда ўзгаришига сабаб бўлади. Аммо ҳисоблашлар учун бу кучларнинг қийматлари ва йўналишларини ўзгармас деб қабул қиламиз.

Юқорида олинган ифодаларни Excel дастури ёрдамида таҳлил қилганимизда қуйидаги натижалар олинди.

2, 3-расмларда плуг корпуслари ҳар хил чуқурликларга ўрнатилганда Q_z таянч ғилдиракка тушадиган юкларнинг h'_H , ℓ_Q ларга боғлиқлик графиклари қурилган.



2-расм. Таянч ғилдиракларга тушадиган Q_z кучининг тақиш механизми баландлигига h'_H боғлиқлиги графиги:
1 – $a_x=0,26$ м, $a_y=0,16$ м; 2 – $a_x=0,28$ м, $a_y=0,18$ м;
3 – $a_x=0,30$ м, $a_y=0,20$ м



3-расм. Таянч ғилдиракларга тушадиган Q_z кучининг тақиш механизмидан таянч ғилдираги марказигача бўлган ℓ_Q масофага боғлиқлиги графиги: 1 – $a_x=0,26$ м, $a_y=0,16$ м;
2 – $a_x=0,28$ м, $a_y=0,18$ м; 3 – $a_x=0,30$ м, $a_y=0,20$ м

2-расмдан кўриниб турибдики h' нинг ортиши билан таянч ғилдиракларга тушадиган Q_z куч камайиб бормоқда. Плуг a_x ва a_y модулларнинг ишлов бериш чуқурлиги 0,26 м ва 0,16 м ростланганда $h'=0,5$ м дан 0,65 м гача ўзгарганда Q_z нинг қиймати 6816 Н дан 4601 Н гача камайди.

Агарда корпусларнинг тупроққа ишлов бериш чуқурлигини $a_x=0,28$, $a_y=0,18$ м ва $a_x=0,30$, $a_y=0,20$ м га ростлаганимизда $h'=0,5$ м дан 0,65 м гача ўзгарганда Q_z нинг қиймати мос равишда 5948,88 Н дан 3566,65 Н гача ва 5068,88 Н дан 2518,34 Н гача камаяди. Бунинг асосий сабаби h'_H нинг ошиши α_H ўзгармас бўлганда ОАМ координаталарининг ўзгаришига (камайишига) сабаб бўлади. Натижада буровчи момент қиймати ва таянч ғилдиракларига тушадиган юклама камаяди.

3-расмдан кўриниб турибдики l_Q масофа 35 см дан 50 см гача ўзгарганда Q_z 5340 Н дан 4768 Н гача камаяди. Бу ерда плугнинг ўрнатилиш чуқурлиги $a_x=0.26$, $a_y=0.16$ м бўлган.

Агарда корпусларнинг тупроққа ишлов бериш чуқурлигини $a_x=0.28$, $a_y=0.18$ м ростлаганимизда $l_Q=35$ см дан 50 см гача ўзгарганда Q_z мос равишда 19.0% дан 27.5% гача камаяди. Таянч ғилдиракнинг ОАМ ва плугни тракторга осиш механизмига нисбатан жойлашишини ифодаловчи l_Q нинг ошиши (2) ифодага асосан, бошқа барча параметрлар ўзгармас бўлганда Q_z нинг камаяди, чунки l_Q қаср маҳражида жойлашган.

Ўтказилган назарий тадқиқотлар шуни кўрсатадики Q_z таянч ғилдиракка тушадиган юклама l_Q h' лар катта таъсир кўрсатади. Аммо таянч ғилдиракларига тушадиган юкларнинг ўзгариш қонуниятини орқали осиш механизми параметрларини аниқлаш учун плугнинг сифат кўрсаткичлари аниқланади. Юкларнинг камайиши плуг ишчи органларига тупроқнинг қаршилиқ кучлари камайишини билдиради. Бу эса ўз навбатида сифат кўрсаткичларининг ўзгаришини билдиради. Плугни тракторга осиш механизми параметрлари юқорида олинган натижалар ва плуг сифат кўрсаткичларига асосланган ҳолда экспериментал тадқиқотлар асосида таққосланади.

АДАБИЁТЛАР

- [1] А х м е д о в Т. Т. Гладкая вспашка–будущее садов и виноградников // «Ўзбекистон кишлок хўжалиги» аграр-иктисодий илмий-оммабоп журнали. Тошкент. 2009. №2. Б. 26.
- [2] Б у р ч е н к о П. Н. Механико-технологические основы почвообрабатывающих машин нового поколения. М., 2002. –212 с.
- [3] М а м а т о в Ф. М. Кишлоқ хўжалиқ машиналари. Тошкент: Фан, 2007.– 340 б.
- [4] Э р г а ш е в И. Т. Механико-технологические основы технологии и технических средств для гладкой безбороздной вспашки: Дис. ... докт. техн. наук. Янгиюль, 2003.–221с.
- [5] К л е н и н Н. И., С а к у н В. А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М.: Колос, 1980. – 671 с.

Самарқанд кишлок хўжалиқ институти

25.12.2017 й.
қабул қилинган

И.Т. Эргашев, Х.К. Пардаев, А.И. Исмамов. Результаты теоретического анализа изменения нагрузки на опорные колеса плуга для гладкой вспашки междурядий многолетних садов

В статье приведены результаты теоретического анализа изменения нагрузка на опорные колеса плуга для гладкой вспашки междурядий многолетних садов в зависимости от параметров навески плуга на трактор.

I.T. Ergashev, H.Q. Pardayev, A.I. Ismatov. The results of the theoretical analysis of the change in the load on the support wheels of the plow for smooth plowing between rows of perennial gardens

In the article presents the results of a theoretical analysis of the load variation on the plow support wheels for smooth plowing of perennial gardens, depending on the parameters of connecting mechanism the plow on the tractor.

ВЛИЯНИЕ МАССЫ ПРОБЫ ХЛОПКОВЫХ СЕМЯН НА ПОГРЕШНОСТЬ ИЗМЕРЕНИЯ ОПУШЕННОСТИ НА АКУСТИЧЕСКОМ ПРИБОРЕ

Опушенность семян хлопчатника является важным показателем качества семян и учитывается при поставках хлопкозаводами на маслоэкстракционные производства [1]. Действующие стандартные методы определения опушенности семян по [2] не отвечают современным требованиям, имеют низкую точность и приводят к частым разногласиям между поставщиками и потребителями и сертифицирующей организацией. В АО "Рахтасаноат илмию маркази" ведутся исследования по созданию акустического прибора для экспресс-анализа опушенности семян хлопчатника неразрушающим методом [3 – 8].

Данная статья является продолжением исследований метрологических параметров акустического прибора для измерения опушенности семян. В ней приведены результаты исследований по изучению влияния массы пробы на погрешность измерения опушенности семян с целью уточнения метрологических параметров прибора, а также требований к точности взвешивания массы пробы при измерении опушенности на акустическом приборе.

При прохождении звуковых колебаний через пробу хлопковых семян в измерительной камере происходит их затухание. Пробу хлопковых семян представим в виде пористой изотропной двухкомпонентной среды, состоящей из ядер – семян и закрепленных на них волокнистой части из коротких волокон и пуха. Причем, основное влияние на затухание звуковых колебаний оказывает волокнистый покров. Голые семена практически не оказывают сопротивления прохождению звуковых колебаний ввиду их малой удельной поверхности по сравнению с волокнистой массой, но своим присутствием, занимая пустое пространство, способствуют уменьшению пористости пробы семян. При постоянной массе пробы и объеме измерительной камеры с увеличением опушенности содержание волокнистой части увеличивается, а содержание семян уменьшается и затухание звуковых колебаний растет. Связь выходного сигнала U с коэффициентом затухания и толщиной пробы семян задается следующим соотношением:

$$U = U_0 e^{-\alpha l}. \tag{1}$$

Здесь l – толщина слоя пробы семян, равная высоте измерительной камеры, см.

Как показано в работе [3], для волокнистых материалов при низкочастотных звуковых колебаниях имеется следующее соотношение для коэффициента затухания:

$$\alpha = \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \frac{1}{T} \sqrt{\frac{\pi \mu B^2 f}{c \chi \rho_0 C_0^2}}, \tag{2}$$

где ε – пористость пробы; T – линейная плотность волокна (подпушка), mtex ; μ – вязкость воздуха, St ; f – частота звуковых колебаний, Hz ; c – безразмерный поправочный коэффициент; χ – фактор упругости, определяющий отношение упругости воздуха в порах к упругости воздуха в свободном пространстве вне пробы; ρ_0 – плотность воздуха в порах, g/m^3 ; C_0 – скорость звука в свободной атмосфере, m/s ; $B = \rho \bar{P}$ – коэффициент, равный произведению плотности хлопкового волокна ρ на его средний периметр \bar{P} .

Пористость среды ε определяется как отношение объема воздуха в порах к общему объему:

$$\varepsilon = \frac{V - V_C - V_B}{V - V_C}, \tag{3}$$

где V – объем пробы, равный общему объему измерительной камеры, cm^3 ; V_C – объем семян без подпушка, cm^3 ; V_B – объем волокнистого покрова (подпушка) на семенах (cm^3), который можно выразить следующими формулами:

$$V_B = \frac{\theta m}{\rho}, \quad V_C = \frac{(1-\theta)m}{\rho_c}, \quad (4)$$

где θ – опушенность семян; m – масса пробы опушенных семян в измерительной камере, г; ρ_c – плотность семян без учета подпушка.

Подставляя формулы (4) в (3), после несложных преобразований получим

$$\varepsilon = \frac{\rho_0 \rho_c V - m [\rho(1-\theta) + \theta \rho_c]}{[V \rho_c - m(1-\theta)] \rho}. \quad (5)$$

После подстановки (5) в (2)

$$\alpha = \frac{\rho_c \cdot m \cdot \theta}{V \rho \rho_c - m [\rho - \theta(\rho - \rho_c)]} \cdot \frac{A}{T}. \quad (6)$$

Здесь $A = \sqrt{\frac{\pi \mu B^2 f}{c \chi \rho_0 C_0^2}}$.

Подставив (6) в (1) и обозначив объем измерительной камеры через диаметр d и высоту измерительной камеры l , получим

$$U = U_0 \exp \left[- \frac{\theta \cdot l \cdot m}{\frac{\rho \pi d^2 l}{4} - \left[\frac{\rho}{\rho_c} + \theta \left(\frac{\rho}{\rho_c} - 1 \right) \right] \cdot m} \cdot \frac{A}{T} \right]. \quad (7)$$

Из формулы (7) видно, что увеличение массы пробы ведет к увеличению пористости и росту уровня выходного сигнала по экспоненциальному закону. Знание этой закономерности позволит сформулировать требования к точности поддержания данного параметра в процессе измерения с необходимым допуском и оценить составляющую погрешности от вариации массы пробы.

В формуле (7) при изучении изменения одного влияющего фактора на выходной параметр прибора другие факторы поддерживаются на заданном уровне. Из этой формулы видно, что зависимость выходного сигнала от высоты камеры выражается сложной функцией. Поэтому для упрощения анализа и обработки результатов введем параметр x , функционально связанный с переменными факторами l , m и d . Прологарифмировав уравнение (7) при постоянной массе пробы m , диаметре измерительной камеры d , опушенности семян θ и уровне сигнала U_0 , получим следующее соотношение между логарифмом выходного сигнала $\ln U$ и параметром x , связанным с массой пробы m :

$$\ln U = A_0 - A_1 \cdot x. \quad (8)$$

Здесь $A_0 = \ln U_0$, $A_1 = A \theta / T$ и

$$x = \frac{lm}{\left(\frac{c \rho d^2 l}{4} - \frac{\rho}{\rho_c} m \right)}. \quad (9)$$

При заданных параметрах $m=45$ г, $\rho=1.51$ г/см³, $\rho_c=1.0$ г/см³, $d=4$ см, $l=6.8$ см выражение (9) примет вид

$$x = \frac{6.8m}{128 - 1.5m}. \quad (10)$$

Из выражения (8) следует, что между логарифмом выходного сигнала $\ln U$ и параметром x существует линейная зависимость.

Экспериментальные исследования проводили на образцах хлопковых семян с различными значениями опушенности, предварительно определенными на оголителе ОСХ-1 по методике [2]. Перед испытаниями образцы хлопковых семян предварительно выдерживались в стандартных

климатических условиях при температуре $20 \pm 2^\circ\text{C}$ и относительной влажности воздуха $65 \pm 5\%$ в течение суток. Испытания проводили на экспериментальном образце акустического прибора при высоте измерительной камеры 6.8 см и массах проб 35; 40; 45; 50 г с точностью взвешивания $\pm 0.01\text{g}$ в четырехкратной повторности испытаний в каждой массе пробы. По средним данным измерений на разных массах проб построили уравнения регрессии зависимости выходного сигнала от параметра x и массы пробы m для образцов хлопковых семян с различными значениями опущенности, которые представлены графически на рис. 1 и следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} \ln U_{4,9} &= -0.0455x + 7.7561, & R^2 &= 0.9745, \\ \ln U_{6,93} &= -0.0807x + 7.8284, & R^2 &= 0.9947, \\ \ln U_{7,9} &= -0.1048x + 7.8757, & R^2 &= 0.9983, \\ \ln U_{10,6} &= -0.2291x + 8.2217, & R^2 &= 0.9936, \\ \ln U_{12,13} &= -0.2876x + 8.3464, & R^2 &= 0.9958, \\ \ln U_{13,45} &= -0.3105x + 8.3485, & R^2 &= 0.998, \\ \ln U_{14,1} &= -0.3173x + 8.2528, & R^2 &= 0.9989. \end{aligned} \quad (11)$$

Здесь $y_i = \ln U_i$, в индексе указано значение опущенности семян.

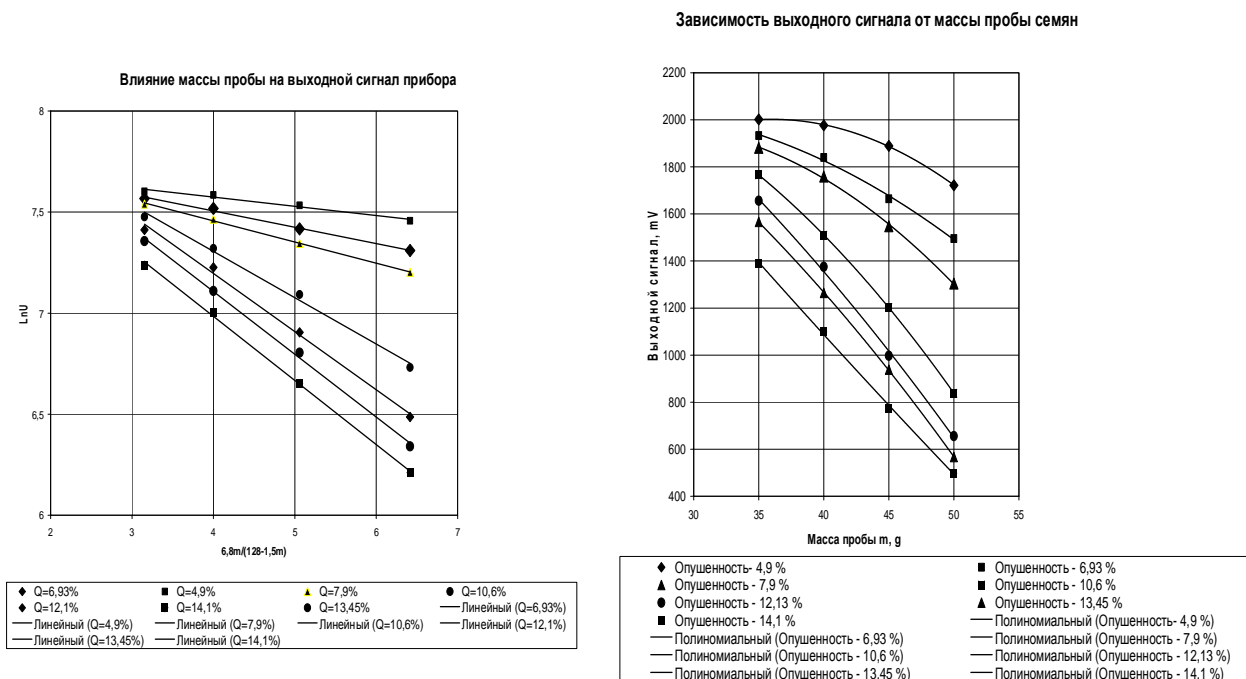


Рис. 1. Зависимость выходного сигнала от параметра x

Рис. 2. Зависимость выходного сигнала от массы пробы семян

Зависимости выходного сигнала прибора от высоты измерительной камеры по натуральной шкале для семян с различными значениями опущенности представлены на рис. 2 и следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} U_{4,9} &= 2336e^{-\frac{0.0455m}{128-1.5m}}, & R^2 &= 0.9745, & U_{12,13} &= 4215e^{-\frac{0.2876m}{0.421-1.5}}, & R^2 &= 0.9958, \\ U_{6,93} &= 2511e^{-\frac{0.0807m}{128-1.5m}}, & R^2 &= 0.9947, & U_{13,45} &= 4224e^{-\frac{0.3105m}{1281-1.5m}}, & R^2 &= 0.998, \\ U_{7,9} &= 2633e^{-\frac{0.1048m}{0.421-1.5m}}, & R^2 &= 0.9983, & U_{14,1} &= 3838e^{-\frac{0.3173m}{128-1.5m}}, & R^2 &= 0.9989, \\ U_{10,6} &= 3721e^{-\frac{0.2291m}{128-1.5m}}, & R^2 &= 0.9936. \end{aligned} \quad (12)$$

Из уравнений (11) и графиков на рис. 1 видно, что между логарифмом выходного сигнала $\ln U$ и параметром x , являющимся функцией массы пробы m , имеется линейная зависимость.

Коэффициент аппроксимации полученных зависимостей на всех образцах семян с различными значениями опушенности превышает $R^2=0.97 - 0.99$, что указывает на согласованность теоретических выводов по формуле (8) с экспериментальными результатами. При этом с увеличением опушенности тангенс угла наклона, характеризующийся коэффициентом A_1 , растет.

Для расчета погрешности от изменения массы пробы подставляем выражение (10) в (8) и, про дифференцировав полученное уравнение, находим частную производную $\partial \ln U / \partial m$, а из градуировочного уравнения прибора опушенности [1] находим частную производную $\partial \ln U / \partial \theta$. Погрешность от изменения высоты измерительной камеры на 1 см определяется соотношением

$$\frac{\Delta \theta}{\Delta m} = \frac{\frac{\partial \ln U}{\partial m}}{\frac{\partial \ln U}{\partial \theta}} = \frac{A_1 \cdot 47.6}{a_1 \cdot (128 - 1.5m)^2} = -\frac{0.0105 \cdot A_1}{a_1}, \quad (13)$$

где A_1 – коэффициент в уравнениях (11) перед параметром x ; a_1 – коэффициент градуировочной зависимости прибора опушенности при массе 45 г, равный $a_1=0.0923$ [5].

Подставляя значения a_1 и A_1 из уравнений (11) в (13), получим расчетную величину погрешности, представленную в таблице.

Расчет погрешности измерения опушенности семян от изменения высоты камеры при коэффициенте a_1 , равном 0.0923

Опушенность, θ , %	Коэффициент A_1	Погрешность $\Delta \theta / \Delta m$, %/g
4.9	- 0.0455	0.005
6.93	- 0.0807	0.009
7.9	- 0.1048	0.012
10.6	- 0.2291	0.026
12.13	- 0.2876	0.33
13.45	- 0.3105	0.035
14.1	- 0.3173	0.036

Таким образом, погрешность от изменения массы пробы в 1 г ($\Delta \theta / \Delta m$) увеличивается с увеличением опушенности и составляет 0.005 %/g при $\theta=4.9\%$ и 0.036 %/g при $\theta=14.1\%$. Масса одного хлопкового семени составляет не более 0.12 г. При этом погрешность при взвешивании массы пробы с отклонением 1 семени составляет $\pm 0.0006\%$ при опушенности 4.9 % и $\pm 0.004\%$ при опушенности 14.1 %.

Из результатов проведенных исследований можно сделать вывод, что неточное взвешивание массы пробы влияет на погрешность определения опушенности семян на акустическом приборе. Задаваясь в экономически обоснованных пределах допусками на погрешность взвешивания массы пробы, можно установить границы погрешности и ее определения, а также выбрать весы соответствующего класса точности.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] O'z DSt 596:2014 "Семена хлопчатника технические. Технические условия".
- [2] O'z DSt 01:2008 "Семена хлопчатника технические. Методы определения опушенности".
- [3] А х м е д о в А. Исследования по созданию акустического лабораторного прибора для определения сорта хлопксырца и хлопкового волокна: Дис. ... канд.техн.наук. Ташкент, 1980. – 187 с.
- [4] А х м е д о в А., Я к у б о в а Ю. Д., С а л и м о в О. А. О акустическом приборе для неразрушающего контроля опушенности хлопковых семян // Научно-технический журнал Агентства "Узстандарт «STANDART». 2012. № 1. С. 40 – 42.
- [5] А х м е д о в А., Л у г а ч е в А., Я к у б о в а Ю. Д. Measurement of cotton seeds fibers by means of sound vibrations // Ўзбек-Корея Форуми "Фан ва технологияларни ривожлантириш сиёсати ва илмий-техника ахборотининг ўрни", 26 – 27 июнь 2013 йил. Тошкент: ЎзМУ хабарлари, Махсус сон, 2013. Б. 113 – 115.
- [6] А х м е д о в А., Л у г а ч е в А. Е., Я к у б о в а Ю. Д. О методике градуировки акустического прибора для измерения опушенности семян хлопчатника сорта Ан-Баяут 2 // Научный и информационный журнал "Материаловедение". Труды Международной научной конференции "Рахматулинские – Ормонбековские чтения". 23 – 24 октября 2015. Бишкек, 2015. №3 (10). С. 169 – 172.

- [7] Ахмедов А., Лугачев А.Е. Об испытаниях прибора для измерения опушенности семян на различных селекционных сортах хлопчатника // Сборник научных статей Международной научной конференции "Innovation-2015". 23 – 24 октября 2015 г. Ташкент, 2015. С. 242 – 244.
- [8] Ахмедов А. О влиянии размеров измерительной камеры акустического прибора на погрешность определения опушенности семян хлопчатника // Узбекский журнал "Проблемы механики". Ташкент, 2017. № 2-3. С. 134 – 139.

АО "Paxtasanoat ilmiy markazi"

Дата поступления
26.07.2017

А. Ахмедов. Акустик мосламага жойлаштирилган пахта чигити массасининг тукдорликни ўлчаидаги хатоликларга таъсири

Мақолада акустик приборда чигит тукдорлигини ўлчаидаги хатоликларга намуна массасининг таъсирини ўрганиш бўйича тадқиқот натижалари келтирилган

A. Ahmedov. Influence of weight of test of cotton seeds on an error of measurement of fuzziness on the acoustic device

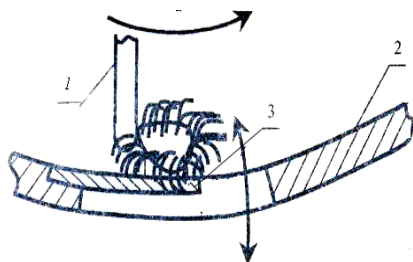
In article results of researches on studying of influence of weight of test on an error of measurements of fuzziness content of a cotton seeds on the acoustic device are stated

УЎК 671.01

Х.Т. АХМЕДХОДЖАЕВ, А.Х. БОБОМАТОВ, А.Х. СИДИКОВ

ПАХТАНИ МАЙДА ИФЛОСЛИКЛАРДАН ТОЗАЛАГИЧ ТЎРЛИ ЮЗАСИДАГИ ҚАЙИШҚОҚ ПЛАСТИНАЛАРНИ МОДЕЛЛАШТИРИШ

Жаҳон бозорида пахта толаси тўқимачилик саноатининг асосий маҳсулотларидан бири ҳисобланади. Халқаро консультатив кўмитанинг (ICAC) маълумотига кўра «2016-2017 йил мавсуми бўйича Бангладеш, Вьетнам, Хитой, Туркия, Индонезия, Покистон каби давлатлар пахта толасини импорт қилиш бўйича етакчилик қилган». Пахта толасининг сифатига бўлган талабларни янада кучайиши пахта толасини жаҳон бозорида унинг рақобатбардошлилигини ошириш, замонавий ҳамда технологик жиҳатдан ишончли ва сифатли маҳсулот ишлаб чиқаришга мўлжалланган тўқимачилик саноатининг олдида энг долзарб муаммолардан бири бўлган пахта тозалаш корхоналарини янги техника ва технологиялар билан қайта жиҳозлашга алоҳида эътибор беришни талаб қилмоқда. Айниқса, жаҳон пахта тозалаш соҳасида юқори самарадорликка эга бўлган янги техника ва технологияларни, такомиллаштириш, амалиётга жорий қилиш, ишлаб чиқарилаётган маҳсулотлар сифатини яхшилаш, ресурстежамкор технологияларни яратишга алоҳида эътибор қаратилмоқда.

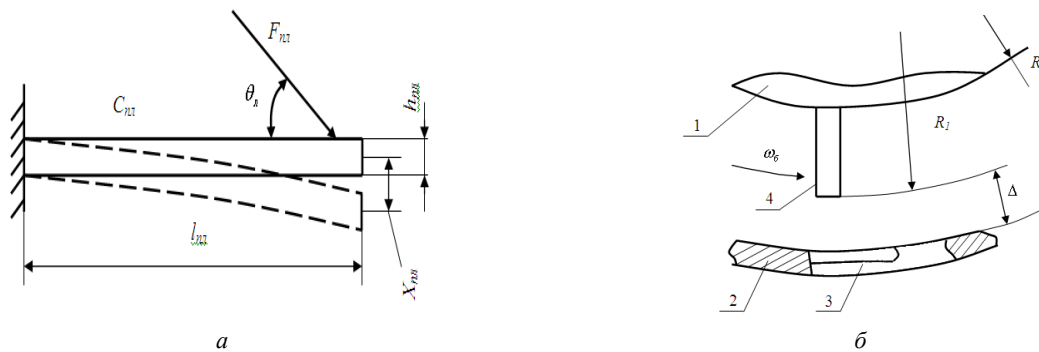


1-расм. Пахтани майда ифлосликлардан тазалагичда пахта бўлагини судраш зонаси:
1 – қозикча; 2 – тўрли юза; 3 – қозикли барабан
чиқишига ёрдам беради [1].

2-расмда пахтани майда ифлосликлардан тазалагични чиқинди чиқувчи сеткасининг қайишқоқ пластинасини схемаси келтирилган. Пахта бўлакчасига таъсир қилувчи кучнинг F_e вертикал таъсир этувчиси пластинкани вертикал йўналишда тебрантиради.

$$\bar{F}_e = \bar{F}_e + \bar{F}_{e_1}; F_{e_1} = F_e \sin \theta_{n1}; F_e = \sqrt{F_{e_1}^2 + F_{e_2}^2}, \quad (1)$$

бу ерда F_{e_1} , F_{e_2} – пахта толали чигитни уйғотувчи кучининг вертикал ва горизонтал ташкил этувчилари.



2-расм. Қайишқоқ пластинани ҳисоб схемаси (а) ва пахта хом-ашёсини тозалаш зонасининг схемаси (б):
1 – барабан, 2 – турли юза, 3 – қайишқоқ пластина, 4 – қозикча

Толали чигитни қайишқоқ пластина билан таъсирини боғланишидаги тезлик

$$V_n = (\omega_{cp} + \omega_1 \sin \omega_{cp} t) \sqrt{2R_1(h_k + \Delta)} \quad (2)$$

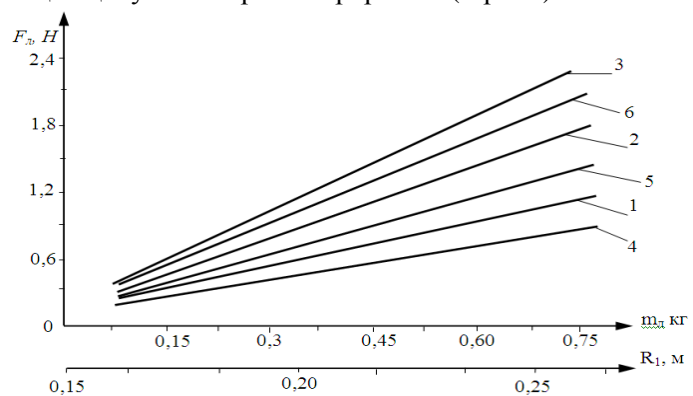
Толали чигитни пластина билан ўзаро таъсиридаги куч

$$F_n = m_n \cdot \omega_1 \omega_{cp} \sqrt{2R_1(h_k + \Delta)} \cos \omega_{cp} t, \quad (3)$$

бу ерда h_k – қозикнинг баландлиги; Δ – қозик билан 3 пластина орасидаги бўшлиқ; ω_1 , ω_{cp} – қозикли барабаннинг ўртача ва амплитуда бурчак тезликлари.

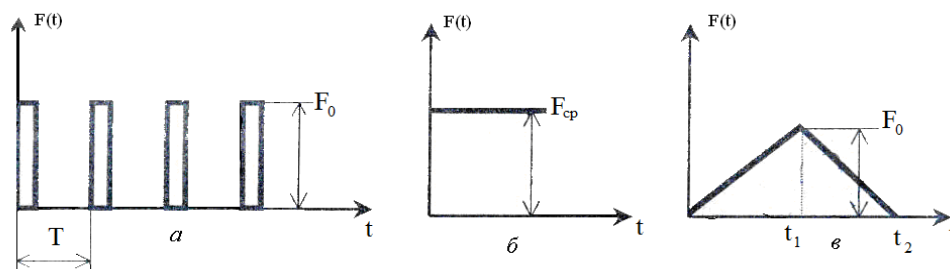
Олинган (3) ифодадан кўришиб турибдики пахта бўлакчасининг массаси, айланиш частотаси, қозикли барабаннинг радиуси ортишида бўлакчадаги уйғотувчи кучни турли юзанинг қайишқоқ пластинасига таъсир кучининг қизикли қонуниятини ортиб борар экан (3-расм).

Турли режимларда 3 пластинанинг тебраниши турли амплитудада ва частотада бўлади. 3 пластинанинг тебраниши турли режимларда ҳар хил амплитудада ва частотада бўлиши мумкин. Пахта толали чигитларининг қайишқоқ пластинада судралишида T даврли импульсив куч ва F_0 амплитудада кучлар таъсирида (4,а-расм) учта турдаги уйғотувчи кучни кўриб чиқамиз. Пахта тозалогичининг иш унумдорлиги юқори бўлганда қайишқоқ пластиналарни уйғотувчи кучлари F_0 ўртача амплитудада ўртача арифметик кутишда узлуксиз ва доимий бўлади (4,б-расм). Пахтани майда ифлосликлардан тозалаш даврида пахта бўлаклари қозикли барабан билан даврий судралиши мумкин. Бунда қайишқоқ пластинага уйғотувчи куч таъсир қилади (4, в-расм).



3-расм. Пахтани (толали чигит) ифлосликларни чиқарувчи сеткаси билан таъсиридаги кучларни пахта массаси ва қозикли барабан радиуси ва уни айланишлар частотасига қараб ўзгариши:

1, 2, 3 – $F_u = f(m_n)$; 1 – $\omega_{cp} = 50.24 \text{ c}^{-1}$; 2 – $\omega_{cp} = 57.5 \text{ c}^{-1}$; 3 – $\omega_{cp} = 62.3 \text{ c}^{-1}$;
4, 5, 6 – $F_u = f(R_n)$; 4 – $m_n = 0.2 \text{ г}$; 5 – $m_n = 0.4 \text{ г}$; 6 – $m_n = 0.6 \text{ г}$



4-расм. Пахтани турли юзада ташишда қайишқоқ пластина билан таъсир кучи графикалари: а – пахтанинг якка толали чигитларини силжиши; б – пахта хом-ашёсини узлуксиз судралиши; в – пахта бўлакларини аниқ муддатда силжиши

Тўрли юзадаги қайишқоқ пластинани модуллаштиришда уни келтирилган бир массали система тарзида кўрамиз. Пластинани ҳаракат тенгламаси қуйидаги кўринишда бўлади

$$m_n \frac{d^2 y}{dt^2} + cy = F(t). \quad (4)$$

$$\text{Белгилаймиз } p_0 = \sqrt{\frac{c}{m_n}}; \quad c = \frac{3EJ_0}{l_n},$$

бу ерда l_n – пластина узунлиги; E – қайишқоқлик модули; J_0 – пластинканинг инерция моменти, m_n – пластинканинг массаси.

Пахта хом-ашёсини қайишқоқ пластинага даврий тақрорланувчи импульси учун Лапласни қайта ташкил қилиш усулидан фойдаланиб (4) тенгламани ечими қуйидаги кўринишда бўлади

$$y = \frac{1}{2m_n p_0} \left(\frac{\sin p_0 T}{1 - \cos p_0 T} \cos p_0 t + \sin p_0 t \right).$$

Пахтани майда ифлосликлардан тозалагичнинг тўрли юзаси қайишқоқ пластинасининг тебраниш амплитудаси ва частотаси қуйидаги ифодалардан аниқланади

$$A = \frac{1}{m_n [2(1 - \cos p_0 T)]^{\frac{1}{2}}}, \quad \alpha = \arctg \frac{\sin p_0 T}{1 - \cos p_0 T}. \quad (5)$$

Шундай тарзда тўрли юзани қайишқоқ пластинани тебранишлар масаласини ечиб юқори иш унумдорлик режимида ёки доимий куч таъсирида $F(t)=Q$ бошланғич шартлари $x_0 = 0$; $\dot{y}_0 = 0$ пахтадан келаётган қаршилик кучи бўлганда тебраниш қонуни қуйидагича бўлади

$$y = \frac{Q(1 - \cos p_0 t)}{m_n p_0^2}, \quad \frac{dy}{dt} = \frac{Q \sin p_0 t}{m_n p_0}. \quad (6)$$

Қайишқоқ пластинага бир нечта толали чигитлар таъсир қилганда уйғотувчи кучни ўртача қиймати графиги учбурчакли характерга эга (4,а-расм). Бунда, t_1 , t_2 – даврлар бўлакда бўлакчаларни жойлашишига ва бўлакни қайишқоқ пластина билан ўзаро таъсиридаги бурчагига боғлиқ ҳолда турлича бўлиши мумкин. Кўрилатган t_1 , ва t_2 нисбатли варианты учун юқоридаги масалани ечиш вариантдан фойдаланиб қуйидагини оламиз:

$$0 \leq t \leq t_1: y = \frac{F_0}{m_n p_0^2 t_1} \left(t - \frac{1}{p_0} \sin p_0 t \right), \quad (7)$$

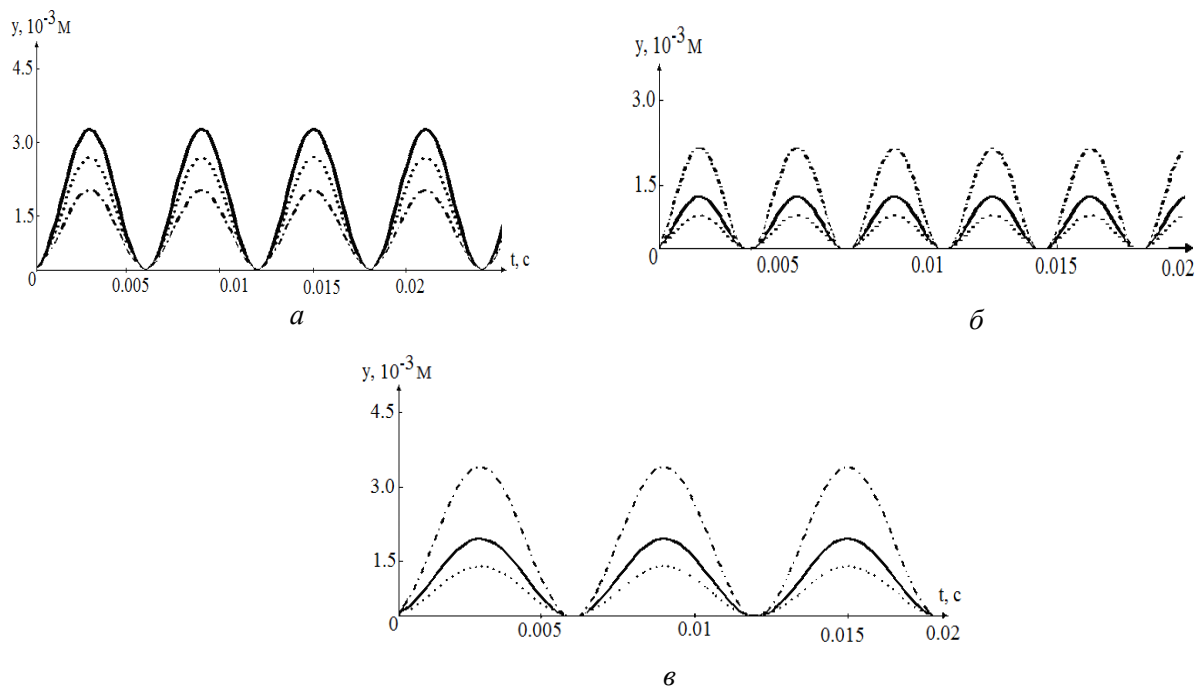
$$t_1 \leq t \leq t_2: y = \frac{F_0}{m_n p_0^2 t_1} \left(t - \frac{1}{p_0} \sin p_0 t \right) - \frac{F_0 t_2}{m_n p_0^2 t_1 (t_2 - t_1)} \left[(t - t_1) - \frac{1}{p_0} \sin p_0 (t - t_1) \right], \quad (8)$$

$$t_2 \leq t: y = \frac{F_0}{m_n p_0^2 t_1} \left(t - \frac{1}{p_0} \sin p_0 t \right) - \frac{F_0 t_2}{m_n p_0^2 t_1 (t_2 - t_1)} \left[(t - t_1) - \frac{1}{p_0} \sin p_0 (t - t_1) \right] + \frac{F_0}{m_n p_0^2 (t_2 - t_1)} \left[(t - t_2) - \frac{1}{p_0} \sin p_0 (t - t_2) \right]. \quad (9)$$

Масалани сонли ечимини параметрларини қуйидаги ҳисоблаш қийматларида $m_n=3.1 \cdot 10^{-2}$ кг, $Q=1.2$ Н; $p_0=216$ с⁻¹ амалга оширилади. Q уйғотувчи кучни ошириш пахтани майда ифлосликлардан тозалагичнинг тўрли юзаси қайишқоқ пластинасини тебраниш амплитудасини ортишига олиб келади; олинган натижаларнинг таҳлили $m_n=2.0 \cdot 10^{-2}$ кг пластинанинг силжиши $4.2 \cdot 10^{-3}$ м. гача, массаси $m_n=3.5 \cdot 10^{-2}$ кг да $2.0 \cdot 10^{-3}$ м. гача камаяди, $Q=1.2$ Н дан $Q=2.0$ Н гача ошганда $m_n=2.0 \cdot 10^{-2}$ кг да тебраниш амплитудаси $4.15 \cdot 10^{-3}$ м. гача, $m_n=3.5 \cdot 10^{-2}$ кг да амплитудаси $2.08 \cdot 10^{-3}$ м. гача камаяди.

Таъкидлаш керакки, қайишқоқ пластинанинг катта амплитудада тебраниши толаларни ва чигитларни шикастланишига, эркин толаларни ҳосил бўлишига, пластина билан қозиклар орасидаги бўшлиқни камайишига олиб келади. Тажрибавий тадқиқотлар натижалари бўйича пластинани маъқул бўлган тебраниш амплитудаси $(1.48-1.56) \cdot 10^{-3}$ м. амплитуда ҳисобланади. Бундан ташқари тозалогичнинг иш унумдорлиги 5.0–7.0 т/с бўлганда тўрли юзанинг қайишқоқ пластина массасининг қиймати $3.4-3.7 \cdot 10^{-2}$ кг ҳисобланади.

5,*a*-расмда Q уйғотувчи кучни ўзгаришидаги қайишқоқ пластинани тебранишини характерловчи эгри чизиклар келтирилган. Тозаланадиган пахтани уйғотувчи кучини ортишида пластинанинг тебраниш амплитудаси сезиларли даражада камаяди. $Q=0.8$ Н да қайишқоқ пластинанинг тебраниш амплитудаси $0.63 \cdot 10^{-3}$ м.га етади. $Q=2.0$ Н да тебраниш амплитудаси $2.26 \cdot 10^{-3}$ м. гача ошади [2].



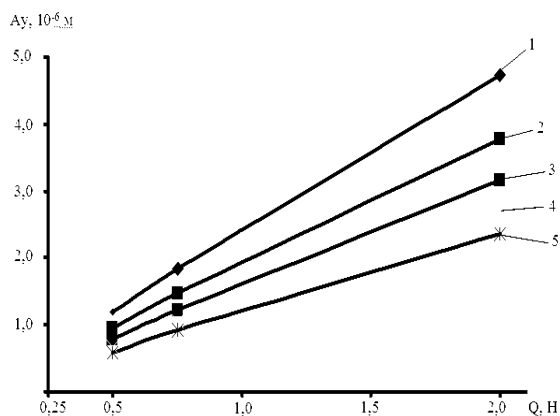
5-расм. Тўрли юзани қайишқоқ пластинанинг уйғотувчи кучга боғлиқ тебраниши: 1 – $Q=0.8$ Н; 2 – $Q=1.1$ Н; 3 – $Q=1.4$ Н; 4 – $Q=1.7$ Н; 5 – $Q=2.0$ Н; *a* – $p_0=181$ s^{-1} ; *b* – $p_0=216$ s^{-1} ; *v* – $p_0=243$ s^{-1}

Пластинани бикрлиги ошганда тебраниш амплитудаси камаяди, аммо қайишқоқ пластинани тебраниш частотаси ортади (5, *b*, *v*-расм). 6-расмда қайишқоқ пластинани тебраниш амплитудасини Q кучини ортишидаги график боғланиши келтирилган. Амплитудани пахтани уйғотувчи кучга боғлиқ ўзгариш характери интенсивлиги графиклардан кўриниб турибди.

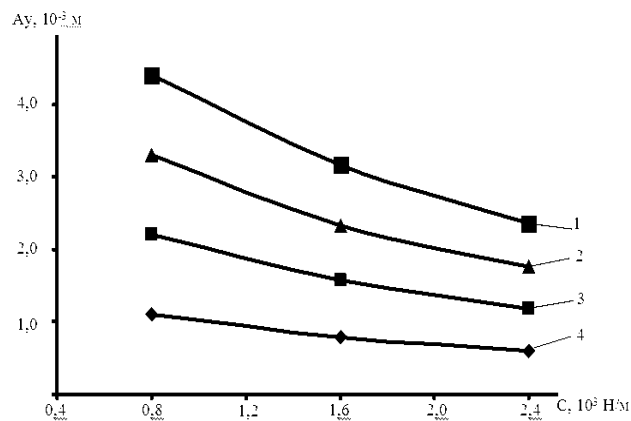
Бундан ташқари p_0 нинг ортиши пластинанинг тебраниш амплитудасини камайишига олиб келади. $p_0=170$ s^{-1} ва $Q=2.0$ Н да пластинанинг тебраниш амплитудаси $2.36 \cdot 10^{-3}$ м га, $p_0=255$ s^{-1} ва $Q=0.8$ Н да пластинанинг тебраниш амплитудаси $0.46 \cdot 10^{-3}$ м. гача камаяди. 7-расмда қайишқоқ пластинани унинг бикрлигига боғлиқ Q уйғотувчи кучни турли қийматларда тебраниш амплитудасини ўзгаришини график боғланишлари келтирилган. Олинган боғланишларни таҳлили тебраниш амплитудасини $(1.48 - 1.56) \cdot 10^{-3}$ м. да тозалогичнинг иш унумдорлиги 5.0 – 7.0 т/с бўлганда бикрлик коэффициентини маъқул бўлган қиймати $(1.35 - 1.8) \cdot 10^{-3}$ Н/м ҳисобланади. Тавсия қилинадиган фаол қайишқоқ пластинали тўрли юзанинг конструкцияси пахтани кўшимча силкитишга имкон беради ва айниқса майда ифлосликларни ажралишини жадаллаштиради.

Зарур бўлган тозалаш самарасини таъминлаш учун тўрли юзани қайишқоқ пластинани геометрик ва бикрлик параметрларини асослаш мақсадга мувофиқдир. Масалани ечимини сонли усулда ПЭВМ да стандарт дастурлардан фойдаланиб параметрларининг куйидаги ҳисоблаш қийматларида $m_n=3.1 \cdot 10^{-2}$ кг; $M(Q)=1.2$ Н; $c=1.4 \cdot 10^3$ Н/м; $b=12.5$ Нс/м; $\delta Q(20-25)\% M(Q)$ га нисбатан амалга оширилди.

Пахта тозалагични тўрли юзасининг қайишқоқ пластинасини тебраниш характери аниқлаш ЭХМ да амалга оширилди. Бунда пахтани қўзғатувчи кучни тасодифий сонлар қўринишидаги тасодифий ташкил этувчилари назарга олинди. 8-расмда тўрли юзани қайишқоқ пластинасини пахта хом-ашёсини тасодифий таъсиридаги тебраниш конуни келтирилган. Пахтани ўртача қўзғатувчи куч қиймати 1.2 Н да қайишқоқ пластинанинг силжишини ўртача қиймати $1.82 \cdot 10^{-3}$ м га ошади, пластинанинг тебранишлар амплитудаси $(20-25) \cdot 10^{-3}$ м гачадир.

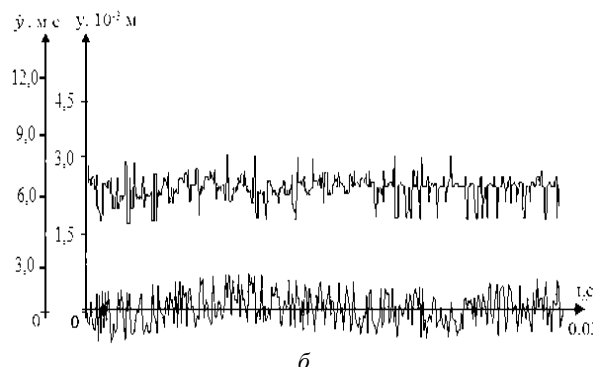
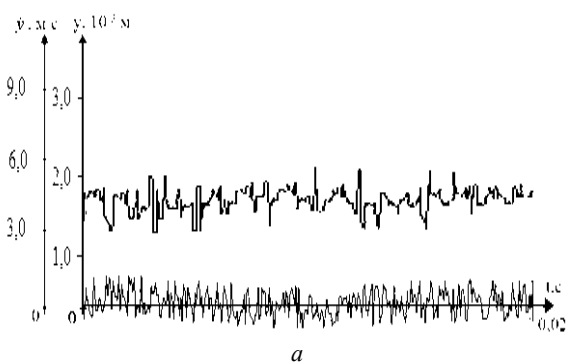


6-расм. Тўрли юзани қайишқоқ пластинасини пахтани уйғотувчи кучини ўзгаришига боғлиқ тебраниш амплитудасининг график боғланиши: 1 – $p_0=170 \text{ c}^{-1}$; 2 – $p_0=210 \text{ c}^{-1}$; 3 – $p_0=216 \text{ c}^{-1}$; 4 – $p_0=227 \text{ c}^{-1}$; 5 – $p_0=255 \text{ c}^{-1}$



7-расм. Қайишқоқ пластинани бикрлигига боғлиқ тебраниш амплитудасини ўзгариши: 1 – $Q=0.8$; 2 – $Q=1.1$ Н; 3 – $Q=1.8$ Н; 4 – $Q=2.0$ Н

Бунда қайишқоқ пластинанинг тебранишлар қамрови 1.61–2.15 м/с (8, а-расм). Пахтадан келаётган юкланишни ошиши қайишқоқ пластинанинг тебранишлар амплитудасини ошишига олиб келади (8, б-расм). Қўзғалувчи кучи 1.5 Н ва тасодифий ташкил қилувчи 0.14–0.16 Н да пластинанинг силжишини ўртача қиймати $2.83 \cdot 10^{-3}$ м га етади. Бунда пластинанинг ҳаракатини тезлик қамрови 2.45–2.82 м/с га етади.



8-расм. Тўрли юзани қайишқоқ пластинасининг силжиши ва тезлигини ўзгариш қонуниятлари: а – $M(Q)=1.2 \cdot \text{Н}$; $\delta Q=(0.12-0.13) M(Q)$; б – $M(Q)=1.5 \cdot \text{Н}$; $\delta Q=(0.12-0.13) M(Q)$

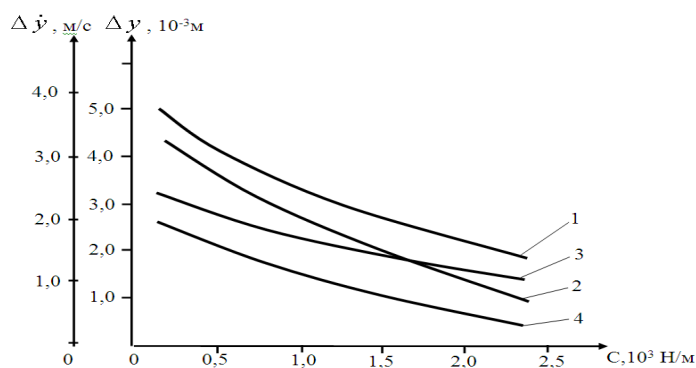
Олинган натижалар асосида тўрли юзанинг қайишқоқ пластинасини силжишини, тебраниш ва тезлигини қамрови пахтани қўзғатувчи кучини орттиришга боғлиқ график боғланиш қурилди. Юк 1.2 Н ва пластинанинг массаси $3.1 \cdot 10^{-2}$ кг, $\Delta y=1.05 \cdot 10^{-3}$ м юкланишда 2.5 Н да $\Delta y=3.88 \cdot 10^{-3}$ м гача ошади. Бунда қайишқоқ пластинанинг тезликлар қамрови 0.87 м/с дан 2.15 м/с гача ортади.

Маълумки, тебранувчи системани массасини ошириш тебраниш амплитудасини камайишига олиб келади. Бизнинг ҳолатда $m_n=4.3 \cdot 10^{-2}$ кг да силжиш $0.67 \cdot 10^{-3}$ м дан $2.08 \cdot 10^{-3}$ м га ўзгаради, тезлик эса ўртача юк 1.2 Н дан 2.5 Н гача ошади, $\Delta \dot{y}=0.44-1.76$ м/с га ошади. Тажрибада берилганларга мувофиқ қайишқоқ пластинанинг қамрови $(2.96-3.12) \cdot 10^{-3}$ м да пахтани тозалаш самарадорлиги таъминланади. Шунинг учун Δy қийматини кўрсатилган чегарада таъминлаш учун пластинани массасини $(0.34-0.37) \cdot 10^{-2}$ кг, тозалагични унумдорлигини 5.0–7.0 т/с гача маъқул бўлган қиймати танлаб олинди.

9,а,б – расмда пластинани бикрлик коэффициентига боғлиқ тебранишни характерловчи эгри чизиклар келтирилган. Қайишқоқ пластинанинг бикирлик коэффициенти ошганда силжишини тебраниш амплитудаси камаяди.

Таъкидлаш лозимки $\Delta y, \Delta \dot{y}$ боғланишларини бикрлик коэффициенти вариацияси характерига пахта хом-ашёсини юкланиш қиймати катта таъсир қилади. Қайишқоқ пластинанинг бикрлик коэффициенти $0.5 \cdot 10^3$ Н/м, юкланиш 1.5 Н да тебранишлар қамрови $\Delta y = 4.15 \cdot 10^{-3}$ м, ва $\Delta \dot{y} = 2.14$ м/с. Бикирлик коэффициентининг $2.25 \cdot 10^3$ Н/м қийматида юкланиш 1.2 Н да $\Delta y = 1.28 \cdot 10^{-3}$ м ва $\Delta \dot{y} = 0.71$ м/с. (9–расм. 1 – 4 эгри чизиклар).

Юкни тасодифий ташкил этувчисини таъсири ҳисобига параметрлардан олинган қийматларни оғиши 8.0–10.0 % дан ошмайди. Қайишқоқ пластинани тебранишлар амплитудасининг зарур бўлган қийматини $(1.48–1.56) \cdot 10^{-3}$ м таъминлаш учун унинг тавсия қилинган бикрлик коэффициенти $(1.5–2.0) \cdot 10^3$ Н/м ҳисобланади. Маълумки, диссепация коэффициетини ошириш пластинанинг, айниқса хусусий тебранишини тезда сўнишига олиб келади. Диссепация коэффициетини 15.5 Нс/м дан 18.5 Нс/м гача оширишда силжишини тебраниш амплитудаси $1.13 \cdot 10^{-3}$ м дан $0.64 \cdot 10^{-3}$ м гача камаяди, пластинани тезлигини тебраниш амплитудаси эса 1.8 м/с дан 0.98 га камаяди. Қайишқоқ пластинанинг мақбул бўлган диссепация коэффициетининг қиймати 10.0–13 Нс/м да ҳисобланади. Бунда қандайдир даражада хусусий тебраниши сақланиб пахтани силкитишни оширишга имкон беради ва натижада тозалаш самараси ошади.



9-расм. Силжишни тебраниш қамровини ва тезлигини бикрлик коэффициетини ортисига қараб ўзгаришини график боғланиши: 1, 2 – $\Delta y = f(C)$; 1, 3 – $M(Q) = 1.5$ Н; 3, 4 – $\Delta \dot{y} = f(C)$; 2, 4 – $M(Q) = 1.2$ Н

АДАБИЁТЛАР

- [1] Патент UZIAP 02871 / Джураев А., Бобоматов А. и др. Очиститель волокнистых материалов. 2005. № 5. 31 окт.
 [2] Бобоматов А., Джураев А., Ахмедходжаев Х. Совершенствование конструкций и разработка методов расчета рабочих органов очистителей хлопка от мелкого сора. Наманган, 2016. – 120 с.

Наманган муҳандислик-технология институти

24.04.2018 й.
қабул қилинган

Х.Т. Ахмедходжаев, А.Х. Бобоматов, А.Х. Сидиков. Моделирование колебаний упругой пластины сетчатой поверхности очистителя хлопка-сырца от мелкого сора

Обоснована необходимостъ усовершенствования технологического оборудования, используемого при первичной обработке хлопка-сырца. Предложены способы решения проблем хлопкоочистительных предприятий.

H.T. Axmedxodjaev, A.H. Bobomatov, A.H. Sidikov. Modeling the vibrations of an elastic plate of the mesh surface of a raw cotton cleaner from small litter

The Known that under primary processing the pat-product in its raw state improvement technological equipment is an actual problem is a pat- cleansing enterprise. Decision of this problem is stated in article.

ДИНАМИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА ПРИ ОТКРЫТИИ И ЗАКРЫТИИ ЗАТВОРОВ ВОДОВЫПУСКНОГО СООРУЖЕНИЯ ВОДОХРАНИЛИЩ

В гидравлических системах, в системах водохранилищных гидроузлов наблюдается вибрация отдельных их элементов, в частности, трубопроводов, вызванная как преднамеренными, так и случайными причинами. Преднамеренно создаваемая вибрация может служить целям интенсификации процессов теплообмена и массопереноса. Случайная вибрация (например, трубопроводов) может быть вызвана пульсацией давления жидкости, передачей от насоса вибрационных нагрузок и т.д. Обычно при расчете в системах водохранилищных гидроузлов влияние вибрации отдельных их элементов на параметры течения жидкости не учитывается. Однако, как следует из практики, подобное влияние существует [1 – 5].

В статье рассматривается влияние вибрации на трубопроводы в водовыпускных сооружениях. Учитывая данные, полученные для этих элементов, можно получить решение всей проблемы в целом, т.е. расчет сложной гидросистемы, состоящей из ряда элементов в условиях вибрации.

В момент внезапного полного открытия или закрытия задвижки в конце трубопровода часть массы воды, накопленной в водопроводящем трубопроводе водохранилища, начинает двигаться, либо останавливаться. Но жидкость, будучи упругой, двигается или останавливается не мгновенно, а постепенно, сжимаясь или расширяясь от слоя к слою (начиная от слоя у задвижки). При этом одновременно будет повышаться давление на некоторое значение Δp (ударное давление). Упругая деформация сжатия и повышение давления распространяются вверх по течению, и за время T достигают конца трубы. При этом освободившееся пространство на расстоянии Δl заполняется жидкостью из водохранилища.

Допустим, что наклонная к горизонтальной плоскости под углом α_0 труба с диаметром d_0 и длиной L заполнена водой из водохранилища. Верхний конец трубы открыт, и вода, имея атмосферное давление, сообщается с окружающим воздухом, а нижний конец трубы закрыт (рис. 1).

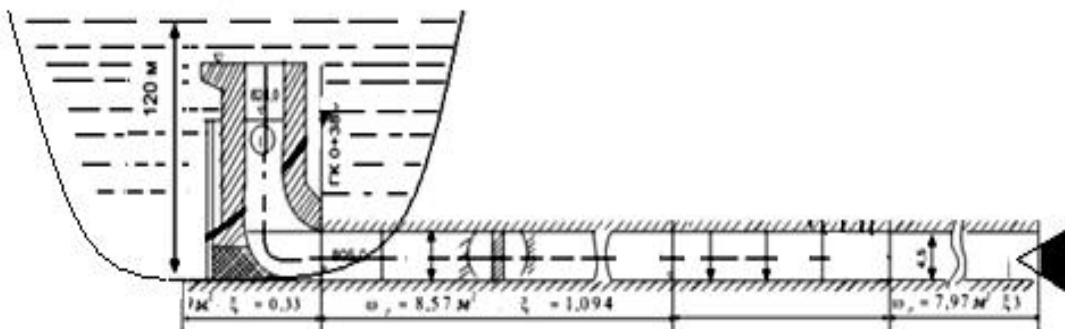


Рис. 1. Влияние вибрации на трубопроводы водохранилищного гидроузла

Рассмотрим задачу о течении воды, образовавшемся при мгновенном открытии нижней стенки емкости в момент $t=0$. Определим время опорожнения трубы. При этом полагаем, что течение – ламинарное, а коэффициент сопротивления трения λ постоянный ($\lambda=0.025$).

При мгновенном удалении нижнего конца трубы движение жидкости будет нестационарным и для произвольного момента времени уравнение Бернулли с учетом потери напора за счет инерционной силы примет вид

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z(t) = \frac{p_0}{\gamma} + \lambda \frac{z(t)}{l} \frac{V^2}{2g} + z(t) \frac{j}{g}, \quad (1)$$

где $j = dV / dt$ – инерционный напор; λ – коэффициент Дарси. Уравнение (1) можно представить также в дифференциальной форме, чем мы воспользуемся при определении средней скорости воды $V(t)$ в трубе

$$\frac{dV}{dt} = g \sin \alpha - \frac{\lambda}{2d_0} V^2. \quad (2)$$

Уравнение Бернулли для смеси жидкостей, т.е. для многофазной жидкости, имеет следующий вид:

$$P_0 + \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 + \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2 + (\rho_1 + \rho_2)gz = P_0 + \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 + \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2 + \lambda_{cm} \frac{z}{d} (\rho_1 V_1^2 + \rho_2 V_2^2) - zgp. \quad (3)$$

Здесь ρ_1, ρ_2 – плотности фаз; V_1, V_2 – скорости первой и второй фаз.

Сумму произведений истинных плотностей и скоростей фаз смеси можно представить в виде

$$\rho_1 V_1^2 + \rho_2 V_2^2 = \Lambda V_{cm} \rho_{li},$$

где $\rho_{cm} = \rho_{1i} f_1 + \rho_{2i} f_2$; ρ_{cm} – плотность смеси. Здесь

$$\Lambda = \left(f_1 + f_2 \frac{\rho}{\rho - 1} \right)^2 \frac{1 - (1 - \rho) f_1}{f_1 (1 - f_1)}.$$

Тогда уравнение Бернулли для смеси жидкостей примет вид

$$P_0 + \frac{1}{2} \rho_{li} \Lambda V_{cm}^2 + \rho_{li} \left(f_1 + f_2 \frac{\rho_{2i}}{\rho_{li}} \right) gz = P_0 + \frac{1}{2} \rho_{li} \Lambda V_{cm}^2 + \lambda_{cm} \frac{z}{d} \rho_{li} \Lambda V_{cm}^2 + z \rho_{li} \left(f_1 + f_2 \frac{\rho_{2i}}{\rho_{li}} \right) z \frac{dV_{cm}}{dt}. \quad (4)$$

После приведения подобных членов, содержащих коэффициенты концентрации фаз смеси, уравнение приобретает вид

$$\rho_{li} (f_1 + f_2 \hat{\rho}) gz = \lambda_{cm} \frac{z}{d} \rho_{li} \Lambda V_{cm}^2 + z \rho_{li} (f_1 + f_2 \hat{\rho}) \frac{dV_{cm}}{dt} \frac{1}{g} \frac{dV_a}{dt} + \frac{\lambda_{cm}}{2gd} V_{cm}^2. \quad (5)$$

Считая пренебрежимо малыми силы сопротивления стенки трубы, имеем

$$(f_1 + f_2 \hat{\rho}) \frac{dV_{cm}}{dt} = (f_1 + f_2 \hat{\rho}) g - \lambda_{cm} \frac{\Lambda}{d} V_{cm}^2.$$

Находим изменение скорости смеси во времени:

$$\frac{dV_{cm}}{dt} = g - \frac{\lambda_{cm} \Lambda}{d(f_1 + f_2 \hat{\rho})} V_{cm}^2. \quad (6)$$

Введя обозначения

$$\frac{dV_{cm}}{g dt} = \frac{dV}{d\tau}, \quad V_{cm} = V \sqrt{H_0 g}, \quad t = \sqrt{\frac{H_0}{g}} \tau, \quad (7)$$

уравнение (7) напишем в виде через время действия гидравлического удара τ :

$$\sqrt{H_0 g} \sqrt{\frac{g}{H_0}} \frac{dV}{d\tau} = g - \frac{\lambda_{cm} \Lambda H_0 g}{d(f_1 + f_2 \hat{\rho})} V_{cm}^2.$$

Решив уравнение относительно времени действия гидравлического удара τ , получим обыкновенное дифференциальное уравнение

$$\frac{d\hat{V}_{cm}}{d\tau} = 1 - \lambda_{cm} \frac{\Lambda H_0}{d(f_1 + f_2 \hat{\rho})} \hat{V}_{cm}^2. \quad (8)$$

Полученное уравнение напишем в виде

$$\frac{d\hat{V}_{cm}}{d\tau} = 1 - \frac{V_{cm}^2}{A^2},$$

где

$$A = \sqrt{\frac{1}{H_0} \frac{f_{10} + f_{20} \hat{\rho}}{\Lambda \lambda_{cm}}}, \quad \lambda_{cm} = 1 + 0.025.$$

Дифференциальное уравнение преобразуем к разделенному виду

$$\frac{d\hat{V}_{cm}}{A^2 - \hat{V}_{cm}^2} = \frac{d\tau}{A^2}. \quad (9)$$

Интегрируя по частям, имеем

$$\frac{2}{A} \ln \frac{A + \hat{V}_{cm}}{A - \hat{V}_{cm}} = \frac{d\tau}{A^2}.$$

Отсюда получим

$$\ln \frac{A + \hat{V}_{cm}}{A - \hat{V}_{cm}} = \frac{d\tau}{2A}. \quad (10)$$

Потенцируя выражение, находим

$$\frac{A + \hat{V}_{cm}}{A - \hat{V}_{cm}} = C \exp\left(\frac{d\tau}{2A}\right).$$

В момент открытия клапана жидкость в трубе находилась в состоянии равновесия, а скорость равнялась нулю. Поэтому из равенства (10) при $C=1$ получим

$$\hat{V}_{cm} = A \frac{1 - \exp\left(\frac{\tau}{2A}\right)}{1 + \exp\left(\frac{\tau}{2A}\right)}.$$

Отсюда, согласно определению функции гиперболического тангенса,

$$\hat{V}_{cm} = Ath\left(\frac{\tau}{4A}\right). \quad (11)$$

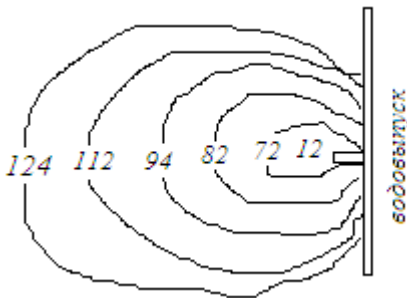


Рис. 2. План опорожнения водохранилища

Учитывая равенство $\hat{V}_{cm} = \frac{d\hat{z}}{d\tau}$ и (11), составим уравнение закона движения водной массы в наклонном трубопроводе:

$$-\sin \alpha \frac{d\hat{z}}{d\tau} = th\left(\frac{\tau}{4A}\right)$$

или

$$\sin \alpha d\hat{z} = -th\left(\frac{\tau}{4A}\right) d\tau.$$

Значение A находится из формулы (8). Интегрируя, получим уравнение

$$\sin \alpha (\hat{H}_0 - \hat{z}) = 4A \ln ch\left(\frac{\tau}{4A}\right) \Big|_0^\tau.$$

Отсюда следует

$$\sin \alpha \frac{(\hat{H} - \hat{z})}{4A} = \ln \operatorname{ch} \left(\frac{\tau}{4A} \right).$$

В момент $t=T$ труба полностью опорожняется, поэтому $z(T)=0$ (рис. 2).

Тогда, потенцируя последнее равенство, будем иметь:

$$\left(\frac{\hat{H}}{4A} \right) \sin \alpha = \ln \operatorname{ch} \left(\frac{\hat{T}}{4A} \right),$$

$$\exp \left(\frac{\hat{T}}{4A} \right) + \exp \left(-\frac{\hat{T}}{4A} \right) = 2 \exp \left(\frac{\hat{H}}{4A} \sin \alpha \right),$$

$$\exp \left(\frac{\hat{T}}{2A} \right) - 2 \exp \left(-\frac{H}{4A} \sin \alpha \right) \exp \left(\frac{T}{4A} \right) + 1 = 0.$$

Решая последнее уравнение для промежутка времени гидравлического удара, находим

$$\exp \left(\frac{T}{4A} \right) = \exp \left(\frac{\hat{H}}{4A} \sin \alpha \right) \pm \sqrt{\exp \left(\frac{\hat{H}}{2A} \sin \alpha \right) - 1}.$$

Рассмотрим следующие условия:

1. Если коэффициент вибрации $\exp \left(\frac{\hat{H}}{4A} \sin \alpha \right) > 1$, то для времени опорожнения водохранилища имеем выражение

$$T = \ln \left[\frac{1}{2} \exp \left(\frac{\hat{H}}{4A} \right) + \exp \left(\frac{\hat{H}}{4A} \right) \sqrt{1 - \exp \left(-\frac{\hat{H}}{4A} \right) \sin \alpha} \right];$$

для времени опорожнения водохранилища при действии вибрации имеем выражение

$$T_{оп} = \sqrt{\frac{H_0}{g}} \left[\frac{1}{2} \exp \left(\frac{\hat{H}}{4A} \right) \cos \alpha \right] + \ln \left(0.5 \left(1 + \sqrt{1 - \exp \left(\frac{\hat{H}}{4A} \right) \sin \alpha} \right) \right).$$

Так как $\exp \left(\frac{\tau_T}{4A} \sin \alpha \right) > 1$, то для продолжительности времени τ_T гидравлического удара, приводящей к вибрации всей системы гидросооружения, имеем

$$\tau_T = A \ln \left[e^{2l} + \sqrt{\exp 2l - 1} \right]. \quad (12)$$

2. Если коэффициент вибрации $\left(\frac{\hat{H}}{4A} \sin \alpha \right) > \ln 1 = 0$, при отсутствии трения водопроводящего тракта время опустошения водохранилища будет равно

$$T_{оп} = \sqrt{\frac{H_0}{g}} \left[\frac{1}{2} \exp \left(\frac{H}{4A} \cos \alpha \right) + \frac{1}{2} \sqrt{D} \right],$$

где

$$D = \left[\exp \left(\frac{H}{4A} \cos \alpha \right) + 4 \right].$$

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Злотник Ш. Л. Движение жидкости в вибрирующем трубопроводе // Труды МВВИА. Вып. 311. М., 1948.
- [2] Латышев Л. А., Рutowский Н. Б., Тихонов И. Б. Экспериментальное исследование влияния вибрации трубопроводов на параметры текущей в них жидкости // Труды МАИ. Вып. 311. М., 1948.
- [3] Хамидов А. А. Плоские и осесимметричные струйные течения идеальной несжимаемой жидкости. Ташкент: Наука, 1978.
- [4] Хамидов А. А., Худайкулов С. И. Теория струй многофазной вязкой жидкости. Ташкент: Фан, 2003. – 140 с.
- [5] Хамидов А. А., Худайкулов С. И., Махмудов И. Э. Гидромеханика. Ташкент: Фан, 2009. – 360 с.

НИИ ирригации и водных проблем при ТИИИМСХ

Дата поступления
14.03.2018

U.T. Jovliev, B.S. Khudaykulov. Suv omborlari suv chiqarishi kuvurklarini ochilishi va ёпилишидаги гидравлик зарба динамикаси

Вибрацияли кувурдаги суюқликларнинг ҳаракати ўрганилиб кувурдаги босимнинг ўзгариши тезлигини аниқловчи аналитик формула топилган. Вибрация частотасига ва конфигурация шаклига боғлиқ ҳолда сув омбори бўшашининг ҳисоби келтирилади ва бу ҳисобнинг чiqарishi канали шаклига ва вибрация частотасига боғлиқлиги аниқланади.

U.T. Jovliev, B.S. Khudaykulov. Dynamics of hydraulic impact during opening and closing of the gates of the water outlet of reservoirs

The motion of a fluid in a vibrating pipeline is considered, and the pressure dependence in the selective channel is investigated. The calculation of the emptying of the reservoir is described, depending on the configuration of the outlet pipeline. The emptying reservoir is calculated in dependence on the configuration and on the vibration frequency of the pipeline in question.

УДК 621.01:631.358:633.511

А.А. РИЗАЕВ, Н. ОМОНОВ

К РАСЧЕТУ КОЛИЧЕСТВА ШПИНДЕЛЕЙ НА БАРАБАНАХ ХЛОПКОУБОРОЧНОГО АППАРАТА

Хлопковое волокно остаётся одним из основных сырьевых материалов текстильного производства, и, несмотря на последствия мирового финансового и экономического кризиса, потребность в нем растет, о чем свидетельствуют данные Международного консультативного комитета (ICAC). В них указывается, что в сезоне 2016 – 2017 гг. потребление хлопкового волокна на мировом уровне составило 24.55 млн т, а выработанное его количество – 23.07 млн т [1].

Узбекистан, как производитель и поставщик на мировой рынок продукции хлопчатника, целенаправленно финансирует научно-исследовательские и инновационные работы по разработке и созданию техники и технологий возделывания, уборки и переработки хлопка [2]. И в этом комплексе разработка ресурсосберегающей инновационной технологии и техники по качественной машинной уборке урожая хлопчатника с использованием отечественного опыта остается актуальной и востребованной. Как известно, вертикально-шпиндельный хлопкоуборочный аппарат при разовом проходе машины по существующей технологии сбора (ГОСТ 22587-91) обеспечивает полноту сбора на уровне $85\pm 3\%$, что ниже, чем у машины с горизонтально-шпиндельными аппаратами. Но следует отметить, что качественные показатели собранного хлопка-сырца по засоренности и влажности имеют существенно лучшие данные из-за особенности воздействия рабочих органов на кусты хлопчатника [3]. По улучшению количественных показателей сбора разработаны уборочные аппараты многократной обработки кустов хлопчатника, шпиндельные барабаны с механизмом завоза кустов хлопчатника. Кроме того, имеется резерв в направлении выбора оптимального количества шпинделей на барабанах. В УзМЭИ, ТИИИМСХ, ИМиСС АН РУз, АО «БМКБ-Агромаш», ТГТУ проведены и проводятся исследования в этом направлении. Обобщая полученные результаты, приведем аналитические выражения для расчета количества шпинделей (Z) или шаг их расположения (t) на барабане. Следует отметить, что в поперечном сечении шпиндельного барабана коробочка рассматривается как круг, очерченный с определенным радиусом r_k .

В работе [4] количество шпинделей при противоположном их расположении в парноработающих барабанах определяется по формуле

$$z > \frac{\pi R}{\kappa \sqrt{(\rho + r_{\kappa})^2 - (\rho + 0.5 \cdot b)^2}}, \quad (1)$$

а при их «шахматном» расположении, т.е. шпиндели смещены друг против друга, – по выражению

$$z > \frac{\pi R}{\kappa \sqrt{(\rho + r_{\kappa})^2 - (\rho + b - r_{\kappa})^2}}. \quad (2)$$

Расстояние между соседними шпинделями S при наматывании дольки длиной ℓ_{∂} хлопка на шпиндель в работе [5] определено следующим образом:

$$s > 2 \arccos \left\{ \frac{R^2 + R_1^2 + \frac{1}{4} \left[\frac{\ell_{\partial} (V_1 - V_0)}{V_2 + V_1 - V_0} + 2r \right]^2}{2RR_1} \right\}. \quad (3)$$

Обобщая результаты экспериментальных исследований в работе [6], шаг расстановки соседних шпинделей на барабане определим как

$$t = \sqrt{3}(r_{\hat{e}} + r). \quad (4)$$

Учет расположения ребер ячейки поджимного цилиндра между шпинделями на барабане позволил авторам работы [7] предложить формулу

$$t = \sqrt{4(r_{\hat{e}} + r)^2 + 0,5(r_{\hat{e}} + r - 2\ell)^2}. \quad (5)$$

В [8] этот параметр рассчитывается в виде

$$t = 2\sqrt{(r_{\hat{e}} + r)^2 - (b + r - r_{\hat{e}})^2}. \quad (6)$$

Расчет $F_{ак}$ – активной площади траектории шпинделя позволил автору работы [9] рекомендовать для шага выражение

$$t = \frac{F_{\hat{a}\hat{e}} \cdot \hat{e}}{R \left(1 - \cos \frac{\varphi}{2} \right) + r}. \quad (7)$$

В исследовании [10] шаг определен с учетом внедрения зубьев в коробочку на величину Δ (или её деформации d):

$$t = 2\sqrt{(r + 2r_{\hat{e}} - \Delta)^2 - (b + r + h - \Delta)^2}, \quad (8)$$

количество шпинделей

$$z = \frac{2\pi R}{\kappa \cdot \ell_{\kappa}}; \quad \ell_{\kappa} < 2r_{\kappa}. \quad (9)$$

Условия 100 %-ной обработки площади между смежными шпинделями в рабочей камере уборочного аппарата позволили автору [11] предложить расчетную формулу для количества шпинделей в виде

$$z = \frac{2\pi \cdot V_m}{\left[(V_m t_1^H + R \cos \varphi_1) - (V_m t_2^K + R \cos \varphi_2) \right] \cdot \omega_1}. \quad (10)$$

Количество шпинделей, участвующих в обработке коробочек хлопчатника в уборочном аппарате с двумя парами шпиндельных барабанов, в [12] определяется по формуле

$$N = \frac{2z}{\pi} \left[\arccos \left(1 - \frac{2r_{\epsilon} - b_1}{2R} \right) + \arccos \left(1 - \frac{2r_{\epsilon} - b_2}{2R} \right) \right]. \quad (11)$$

В приведенных выражениях (1) – (11) параметры означают следующее: S – расстояние между соседними шпинделями на барабане, мм; N – число шпинделей в рабочей зоне уборочного аппарата в парноработающих барабанах; R – радиус барабана по центрам шпинделей, мм; ρ – радиус удлиненной траектории – гипоциклоиды точки на поверхности шпинделя, мм; r – радиус шпинделя, мм; ϵ – ширина рабочей щели аппарата (ϵ_1 – передняя пара барабанов; ϵ_2 – задняя пара барабанов), мм; R_1 – радиус поджимного барабана по высотам выступов ячеек, мм; ℓ_{δ} – общая длина (намотанной и свободной частей) дольки, мм; $V_1=R\omega_1$ – линейная скорость барабана по центрам шпинделей, м/с; $V_2=r\omega_2$ – линейная скорость точек на поверхности шпинделя, м/с; V_0 – скорость коробочки, м/с; κ – коэффициент опережения барабана ($\kappa=V_1/V_M$) и V_M – скорость движения машины при сборе урожая хлопчатника, м/с; ℓ – расстояние между R_1 и точкой пересечения касательных к окружностям сечений соседних шпинделей барабанов, мм; φ – центральный угол в окружности сечения барабана (сектор), определяющий пределы взаимодействия шпинделя с коробочкой рабочей зоны аппарата (φ_1 – начало, φ_2 – конец центрального угла относительно продольной оси барабана), рад; $h=r \cdot \sin 60^\circ$ – расстояние между касательной к окружности соседних шпинделей и их центрами, мм; t^u, t^k – начальное и конечное время нахождения шпинделя в рабочей зоне аппарата, с; ω_1 и ω_2 – частоты вращения барабана и шпинделя, с⁻¹.

Приведенные аналитические выражения основываются на известных законах аналитической геометрии, кинематики твердого тела, совершающего сложное движение, и не учитывают деформацию коробочки хлопчатника при взаимодействии со шпинделями. При этом параметр раскрытой коробочки в виде круга с радиусом r_k , расположенного между шпинделями парно работающих барабанов, учитываются в формулах (1), (2), (6), (8), (10) или между соседними шпинделями на барабане в выражениях (3), (4) (5) и (7), в (7) и (9) этот параметр не включен в расчет, а в (8) не включен r противоположного шпинделя, h меняется с изменением ϵ .

Следовательно, эти выражения требуют уточнения, а также сопоставления с результатами экспериментов.

В исследованиях Б. Тулаева [13] и Т. Абдазизова [14] экспериментальными измерениями и расчетным путем была определена деформация пористой коробочки в виде круга, которая колеблется от 25 до 30 % от диаметра коробочки (модель – круг) при взаимодействии с металлическим твердым шпинделем.

Исходя из вышеизложенного, предлагаем расчетную схему взаимодействия шара (условно раскрытая коробочка) с исходным радиусом r_k с цилиндрами (шпиндели на барабанах уборочного аппарата) радиуса r , приведенную на рис. 1. При этом пористый шар от взаимодействия с твердым жестким цилиндром получает деформацию, равную – d , и отпечаток на поверхности цилиндра в виде пространственного эллипсоида с большей полуосью, равной – h_1 , и малой h_2 полуосями. Величина геометрической деформации шара (коробочки) определяется (см. рис. 1) по формуле

$$d = D_k - B, \quad (12)$$

где B – расстояние между противоположными шпинделями (цилиндр) парно работающих барабанов, которое определяется на основе известных методов аналитической геометрии.

Для определения B воспользуемся векторным уравнением (рис. 2)

$$\overline{OO_1} = \overline{OA_1} + \overline{A_1A_2} + \overline{A_2O_1}, \quad (13)$$

где $|\overline{OO_1}| = \dot{a} = R(1 + \cos \gamma) + 2r + b$; $|\overline{OA_1}| = |\overline{A_2O_1}| = R$; $|\overline{A_1A_2}| = B_1$; $B = B_1 - 2r$.

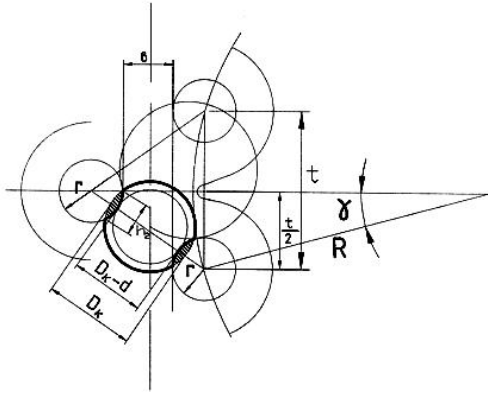


Рис. 1. Схема для расчета геометрических деформаций коробочки хлопчатника между шпинделями барабанов

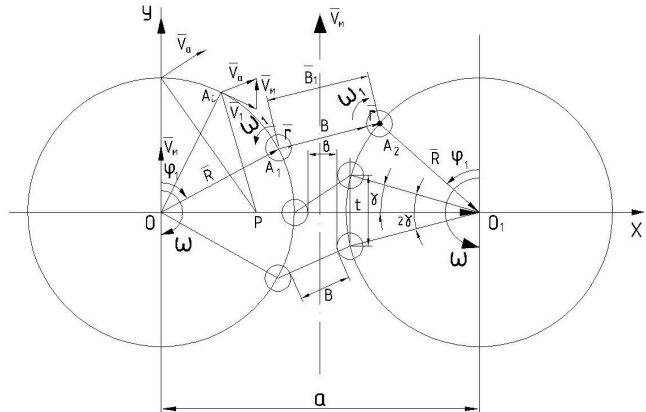


Рис. 2. Расчетная схема определения расстояния между центрами шпинделей на парных барабанах

Проектируя векторные уравнения (13) на оси координат OX , OY и основываясь на известном методе определения расстояния между двумя точками (A_1 и A_2), находим выражение для B в виде

$$B = \left\{ [R(\sin \varphi + \sin \varphi_1) - a]^2 + [R(\cos \varphi - \cos \varphi_1)]^2 \right\}^{1/2} - 2r, \quad (14)$$

где φ – угол поворота барабана со шпинделями, измеряемый от продольной оси, проходящей через центр O левого барабана и параллельной оси посева хлопчатника, рад.; φ_1 – такой же угол, но правого барабана со смещенными на угол $\gamma = \pi/z$, т.е. $\varphi_1 = \varphi - \pi/z$, рад.; a – межцентровое расстояние между шпиндельными барабанами, мм; b – зазор между противоположными шпинделями парно работающих барабанов (рабочая щель), мм.

С учетом деформации коробочки в рабочей зоне уборочного аппарата за счет изменения расстояния между противоположными шпинделями по закону, описываемому выражением (14), и на основе рис. 1 запишем уточненные расчетные формулы для количества шпинделей на барабане Z в виде

$$z = \frac{2\pi R}{\kappa \cdot \ell_\kappa} = \frac{2\pi R}{\kappa \cdot (D_\kappa - d)} \quad (15)$$

и шага между шпинделями

$$t = 2\sqrt{(2r + 2r_e^1 - d)^2 - (b + 2r)^2}, \quad (16)$$

где $2r_e^1 = D_e - d = \ell_e$ – радиус деформированной коробочки, мм (см. рис. 1).

При прочих равных условиях для режимов работы хлопкоуборочной машины МХ-1.8 (тоже для МХ-2.4) учет необходимой 30 %-ной деформации коробочки в рабочей зоне уборочного аппарата повышает точность расчета в 1.25 – 1.7 раза. Это особенно важно при заданном опережении барабана κ и шахматном расположении шпинделей в рабочей камере уборочного аппарата.

Экспериментальные исследования, выполненные в УзГЦИТТ с участием ИМиСС, УзМЭИ, АО «БМКБ-Агромаш» и СКБ «Трактор», позволили рекомендовать $Z=14$ для существующей конструкции барабана.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] International cotton advisory committee. Washington, From the Secretariat of the ICAC. Email secretariat@icac.org. September, 1.2017.
- [2] Постановление Президента Республики Узбекистан от 7 июля 2017 г. №ПП-3117 «О мерах по дальнейшему развитию научно-технической базы в сфере сельскохозяйственного машиностроения». Ташкент, 2017 // www.lex.uz.
- [3] Ризаев А. А. Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент: Фан, 2017. – 168 с.
- [4] Сабликов М. В. Исследование шпиндельных аппаратов хлопкоуборочных машин. Ташкент: Узгосиздат, 1959. – 184 с.

- [5] Шполянский Д. М. Технологические основы параметров рабочих органов и схем хлопкоуборочных машин. Ташкент: Мехнат, 1985. – 256 с.
- [6] Аугамбаев М. Шаг расстановки-шпинделей на барабане серийного хлопкоуборочного аппарата // Ж. «Механизация хлопководства». 1977. №1. С. 7.
- [7] Айтпенов У. Исследование и обоснование основных параметров малогабаритного уборочного аппарата хлопкоуборочной машины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Янгиоль, 1980. – 16 с.
- [8] Великий И. П. Исследование величины диаметра шпинделя и скорости его вращения на технологический процесс работы хлопкоуборочной машины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ашгабат, 1974. – 25 с.
- [9] Хожиев М. Обоснование шага расстановки шпинделей барабана малогабаритного хлопкоуборочного аппарата: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1985. – 23 с.
- [10] Шоумарова М., Абдиллаев Т. А. Қишлоқ хўжалик машиналари. Тошкент: Ўқитувчи, 2009. 347, 348, 354 бетлар.
- [11] Абдизимов А. Д. Научно-исследовательские основы повышения эффективности хлопкоуборочных машин управлением параметрами процесса сбора и уборочного аппарата: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. Ташкент, 2007. – 34 с.
- [12] Тошбалтаев М., Худайулиев Р. Р. Пахта қўсақларига интенси́в ишлов берувчи терим аппарати: назария ва амалиёт. Тошкент: «Yosh kuch press matbuoti» MCHJ, 2014. – 149 б.
- [13] Тулаев Б. Анализ и синтез параметров механизма уборочного аппарата хлопкоуборочной машины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1975. – 23 с.
- [14] Абдизимов Т. Обоснование основных параметров хлопкоуборочного аппарата, оснащенного ступенчатыми шпинделями: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1989. – 17 с.

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

Дата поступления
30.05.2018

А.А. Ризаев, Н. Омонов. Пахта териш аппарати барабанларидаги шпинделлар сонини ҳисоблаш
Мақолада шу йўналишдаги тадқиқот натижалари таҳлили ва вертикал-шпинделли терим аппарати ши камерасидаги жараён асосида “деформацияланувчи шар-цилиндр” модели таклиф этилиб, ҳисоблаш формуласи келтирилган.

A.A. Rizaev, N. Omonov. On calculation of number of spindles on drums of cotton-harvesting apparatus
Number of spindles on drums of cotton picking machine affects the performance of the harvester; the article gives an analytical overview of published work devoted to this task and suggests an improved calculation method for determining their quantity based on the “deformable ball-cylinder” model in the working chamber of a vertical spindle apparatus.

ХРОНИКА

БИОГРАФИЯ ПРЕЗИДЕНТА КАЗАХСКОЙ ГОЛОВНОЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНОЙ АКАДЕМИИ КУСАИНОВА АМИРЛАНА АЙДАРБЕКОВИЧА



Кусаинов Амирлан Айдарбекович родился 25 сентября 1957 года в городе Алма-Ате в семье ученых. В 1979 году с отличием окончил факультет ПГС МИСИ (Москва). Инженер-строитель. В 1983 г. защитил кандидатскую, а в 1994г. – докторскую диссертацию в области технических наук в ЦНИИСК (Москва).

Трудовая деятельность началась в 1983 г. в Алма-Атинском архитектурно-строительном институте (ААСИ) сначала в должности старшего научного сотрудника, ассистента кафедры «Строительная механика», затем доцента этой же кафедры. С 1994 г. работал заведующим кафедрой, с 1997 г. – проректором, с 2000 г. – ректором Казахской государственной архитектурно-строительной академии, а с 2002 г. – президентом Казахской головной архитектурно-строительной академии (КазГАСА). В КазГАСА внедрена многоуровневая система образования: лицей – профшкола – колледж – бакалавриат – магистратура – институт непрерывного образования.

КазГАСА – первый вуз, внедривший кредитную систему в республике. Открыты 50 филиалов факультетов на ведущих предприятиях. Получен сертификат менеджмента качества ISO 9000:2001. В 2007 г. специальность «Архитектура» КазГАСА была аккредитована в Барселоне советом аккредитации ЮНЕСКО-МСА.

В 1987 – 1988 годы прошел научную стажировку в Калифорнийском университете в городе Беркли (США). В 1991 г. прошел научную стажировку в Университете Киото (Япония), а в 1992 г. – научную стажировку в Дзилинском университете (Китай).

В 1995 – 1997 гг. работал в Кабинете Министров Республики Казахстан в должности заместителя заведующего Отделом внутренней политики, где курировал все вопросы образования. Издано 43 законодательно-нормативных документа в области образования в республике. Соавтор ряда новых направлений в реформировании высшего образования в Казахстане: укрупнения вузов, кредитной системы образования, нового механизма кредитного финансирования вузов, концепции Евразийского университета, внедрения американских и европейских программ образования в Казахстане.

В 1994 – 1998 гг. – эксперт ЮНЕСКО, руководитель подгруппы в Европейском фонде образования. С целью изучения международной системы образования с 1987 г. посетил 40 университетов в 16 странах мира (США, Великобритания, Франция, Германия, Италия, Бельгия, Турция, Япония, Китай, ОАЭ и др.), не считая стран СНГ.

С 1997г. соучредитель и Президент Казахско-Американского университета (КАУ), который имеет прямые договоры о продолжении обучения (Артикулляции) с 10 университетами США и Европы. КАУ - многоуровневый образовательный комплекс (детский сад – школа – колледж – бакалавриат – магистратура), единственный на постсоветском пространстве университет, принятый в Ассоциацию американских колледжей и университетов. Школа при КАУ – ассоциативный член школ ЮНЕСКО.

А.А. Кусаинов председатель докторского диссертационного совета по специальностям «Архитектура», «Строительная механика» и «Строительные конструкции». Он – автор более 130 научно-методических и общественно-политических публикаций, включая монографии и учебники.

Амирлан Айдарбекович – доктор технических наук, профессор, действительный член Американского общества инженеров-строителей, академик Международной и Национальной инженерных академий, Международной академии наук высшей школы (МАН ВШ) и Академии наук Высшей школы Казахстана (АН ВШК), действительный член Международной ассоциации по механике грунтов, оснований и фундаментов, иностранный академик Российской академии архитектуры и строительных наук (РААСН).

Награжден юбилейными медалями в связи с 10-летием Независимости Республики Казахстан и «К 100-летию железных дорог Казахстана», присвоено звание «Почетный строитель Казахстана», награжден золотой медалью Союза архитекторов Казахстана, золотой медалью Союза архитекторов Кыргызской Республики за вклад в развитие архитектурно-строительного образования в РК, нагрудным знаком «15 лет Национальной Инженерной Академии РК», награжден медалью им. А.Байтурсынова за вклад в подготовку кадров для строительной отрасли республики и написание учебников и учебных пособий нового поколения.

В совершенстве владеет казахским, русским и английским языками.

В Казахстане 2018 г. объявлен годом Узбекистана. Ответный год Казахстана в Узбекистане пройдет в 2019 г. В связи с этим начали публикацию об известных механиках Казахстана, с которыми имеем непосредственную связь.

Редакционная коллегия

ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ЦЕЛЕНАПРАВЛЕННОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНО-АКТИВНЫХ ВЕЩЕСТВ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ

Проблемы повышения прочности строительных и дорожных материалов, твердых тел в век инновационных технологий являются в высшей степени актуальными и очень трудными задачами. Прогрессивные технологии, основанные на принципах сейсмостойкости материалов, физико-химической механики, все больше проникают в строительное и горное дело, в грунтоведение, бурение скважин, экологию и т.д. В связи с этим сама жизнь выдвигает на первый план такие научно востребованные принципы, как управление процессами кристаллообразования и условия срастания кристаллических зародышей; приложение целой системы воздействий на упрочнение твердых тел, поиск новых методов, изучение их свойств и управления процессами направленного структурообразования.

Как известно, теоретическая прочность «идеального твердого тела», обусловленная плотной упаковкой основных первичных элементов структуры твердого тела с соответствующими силами их сцепления, очень высока по сравнению с реальными телами. Причины такой разницы прочностей является то, что в их структуре имеется множество дефектов или слабых мест различного происхождения. Эти дефекты, изъяны структуры можно устранить путем модификации поверхности, поскольку разрушение происходит по этим наиболее слабым местам структуры твердого тела. Если бы эти блоки были без дефектов, затем плотно упаковать (спрессовать), структура без пустот и пор приближалась бы к «идеальной».

Физико-химическая механика не только открывает новые пути создания высокопрочных материалов, основываясь на максимальном использовании свободной поверхностной энергии высокодисперсного тонкоизмельченного сырья, но и дает научное обоснование использованию активных добавок (поверхностно-активных веществ – ПАВ) и технологических приемов, целенаправленно-эффективного воздействия на процессы формирования новой структуры с помощью вибрационных, уплотняющих, гомогенизирующих, гранулирующих устройств.

Теория сейсмостойкости материалов тесно связана с коллоидно-химическим материаловедением. ПАВ, как регуляторы прочности материалов, широко используются при производстве бетонов, строительных материалов, связующих, армирующих, адгезионных систем. Синтез и исследование ПАВ сегодня очень актуально в плане повышения технико-эксплуатационных качеств строительных материалов для высокосейсмичных районов Узбекистана. Однако их ассортимент все еще остается крайне ограниченным. Профессором У.К. Ахмедовым разработана серия термо-селестойких ПАВ – реагентов на основе местного, доступного сырья. Новизна этих исследований отражена более чем в 300 научных публикациях, авторских свидетельствах и патентах на изобретения. Проф. У.К. Ахмедов – видный ученый-коллоидник, сочетающий фундаментальные научные исследования с решением конкретных прикладных задач. Им найдена взаимосвязь «состав – структура – свойство – применение», что позволило создать реагенты многоцелевого назначения с заданными характеристиками на основе промышленных отходов. Ему присущи знания, компетентность, научный кругозор, трудоспособность, настойчивость и мягкий юмор.

ТЕХНИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ, ПРОФЕССОР МИРАБЗАЛ МИРАЮБОВИЧ МУҚИМОВ 75 ЁШДА



Етук олим, комил инсон, техника фанлари доктори, профессор Мирабзал Мираюбович Муқимов Ўзбекистонда трикотаж технологияси илмининг асосчиларидан бири.

Мирабзал Мираюбович томонидан 3 та монография, 4 та дарслик, 2 та ўқув қўлланма, 200 дан зиёд илмий мақола ва 50 дан ортиқ услубий қўлланмалар нашр этилган. Россия Федерацияси ва Ўзбекистон Республикасининг 53 та патент ва муаллифлик гувоҳномалари олинган.

1943 йили Тошкент шаҳрида туғилган. 1966 йили Москва тўқимачилик институтини тугатган.

1973 йилда Москва тўқимачилик институтида кандидатлик, 1993 йилда шу институтда докторлик диссертацияларини химоя қилди. 1995 йили ЎЗР ОАК томонидан унга профессор илмий унвони берилди.

М. Муқимов 12 йилдан ортиқ “Трикотаж технологияси ва дизайни” кафедрасига раҳбарлик қилди. 1995-2005 йиллари институтнинг энг катта “Механикавий технология” факультетини бошқарди.

Профессор М. Муқимов раҳбарлик қилаётган факультет “Энг намунали факультет” Республика кўрик-танловида қатнашиб, 268 та факультет орасида фахрли иккинчи ўринни эгаллади. Факультет декани М. Муқимов 2001 – 2003 йиллари ТТЕСИ нинг “Энг яхши декани” унвонини олишга сазовор бўлган.

М. Муқимовнинг трикотаж мутахассислиги бўйича, ўзбек тилида биринчи мартаба ёзилган “Трикотаж технологияси” дарслиги Республика кўрик танловида “Йилнинг энг яхши дарслиги” деб топилиб, биринчи даражали диплом билан тақдирланди.

Мирабзал Мираюбович кўп йиллар ТТЕСИ Илмий даражалар берувчи илмий кенгаш қошидаги ихтисослаштирилган илмий семинар раиси, Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институти ҳамда Алмата Технологик университети ҳузуридаги Ихтисослашган кенгаш аъзоси, тўқимачилик ва енгил саноат мутахассисликлари бўйича кадрлар тайёрловчи олий ўқув юртлари Халқаро Ассоциация раисининг ўринбосари бўлиб фаолият олиб борганлар.

Профессор М. Муқимов Республика ва чет элларда ўтказилаётган халқаро конференция, конгресс ва симпозиумларда ўзининг маърузалари билан фаол иштирок этиб келмоқда ва уларнинг натижаларини чет эл илмий журналларида ҳам чоп эттирмоқда.

М. Муқимов томонидан янги технология асосида яратилган трикотаж маҳсулотлари Бутуниттифок “Халқ хўжалиги ютуқлари” кўргазмасида (Москва, ВДНХ) намойиш этилиб, 1972 йилда олтин медаль ва 1984 йилда бронза медали билан тақдирланган. 1983 йилда Россиянинг Иваново шаҳрида ўтказилган “Тўқимачилик ва енгил саноат” кўргазмасида М. Муқимов томонидан яратилган янги технология биринчи даражали диплом ва олтин медаль билан тақдирланган.

М. Муқимов тўқимачилик саноати илмининг ривожига катта ҳисса қўшган ва бу йўналишда ўз илмий мактабини яратган олим.

Профессор М. Муқимов раҳбарлигида 2 нафар фан докторлари ва 10 нафар фан номзодлари, 50 дан ортиқ магистрлар диссертацияларини муваффақиятли ҳимоя қилдилар.

Мирабзал Мираюбович 1982 йилда “Олий таълим аълочиси” нишони, 1996 йил 26 августда эса Республика иқтисодиёти фан ва маданиятини ривожлантириш, ёш авлодни ватанпарварлик ҳамда миллий истиклол ғояларига садоқат руҳида тарбиялашдаги хизматлари учун Ўзбекистон Республикаси Президентининг Фармонида биноан “Шухрат” медали билан тақдирланди. 2017 йил Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси академиклиги учун ўтказилган танловда иштирок этган.

Журнал таҳририяти М.М. Муқимовга келгуси ишларида муваффақиятлар, сиҳат саломатлик, юртимизнинг трикотаж мутахассислиги бўйича рақобатбардош, малакали кадрларини тайёрлашида эса куч-қувват ва улкан зафарлар тилайди.

Журнал таҳририяти

ФИЗИКА-МАТЕМАТИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ, ПРОФЕССОР БОТИР МАРДОНОВИЧ МАРДОНОВ 75 ЁШДА

Инсон умри ўткинчи шакли-шамойили билан эмас, балки мазмун-моҳияти билан белгиланади. Инсонлар ҳар хил касб ва малакага эга бўлганлиги сабабли улар ҳақида турли хулосалар қилинади лекин олим ҳақида фикр билдирилганда ҳар қандай инсон бироз сергак тортади. Бу йил республикамизнинг етук механик олими ф.-м.ф.д., профессор Ботир Мардонович Мардонов муборак 75 ёшга тўлдилар.

Ўзбекистонда кўзга кўринган, йирик механик олимлардан бири шубҳасиз Ботир Мардонович Мардоновдир. Уни йирик даргоҳларда таҳсил олгани кўплаб хорижий давлатларда жумладан, Россия, Қозоғистон илмий тадқиқот институтларида механиканинг турли йўналишларида (машина ва механизмлар назарияси, қурилиш механикаси, газ ва нефть соҳаси, ип механикаси ва бошқалар) олиб борган илмий изланишлари олимнинг кўп қиррали толмас ижодкорлигидан далолат беради.

Ботир Мардонович Мардоновнинг муборак 75 ёшлик юбилей тадбири Наманган муҳандислик-технология институтида 12 май куни бўлиб ўтди. Юбилейни азим Наманган шаҳрида бўлишига устозни розилик билдиргани бежиз эмас, бунинг биринчи сабаби у ерда Ботир Мардонович Мардоновни дўстлари, илмий йўналишдаги ҳамкорлари ва шогирдларининг кўплиги бўлса, иккинчи томондан устозга нисбатан юксак ҳурмат-эътибори, самимийлиги, меҳмондўслиги ва одамохунлигидир.

Тадбирда республикамизнинг турли вилоятларидан Ботир Мардонович Мардоновни таниган олимлар, етакчи раҳбар ва мутахассислар, шогирдлари иштирок этдилар. Тадбирни ташкил этишда Наманган муҳандислик-технология институти раҳбарияти, институт профессор-ўқитувчилари Ҳамидхон Аҳмадхўжаев, Рустам Муродов, Олимжон Саримсоқов, Абдулбоқи Раҳмоновларни ўрни алоҳида аҳамиятга эга.

Юбилейга бағишланган тадбирни Наманган муҳандислик-технология институти ректори О.О. Маматқаримов очиб берди ва устоз тўғрисида кўплаб яхши фикрларни билдириб юбиларни



табриклади. Шундан сўнг устоз Ботир Мардонович Мардоновни дўстлари, шогирдлари сўзга чиқишиб устоз ҳақида ўзларининг энг яхши таъсуротларини сўзлаб беришдилар ва устозни табрикладилар.

Устознинг шарафига бағишлаб Наманган муҳандислик-технология институти талабалари ўртасида футбол мусобақаси ҳам уюштирилди. Голиблар Институт маъмурияти ва устоз томонидан тақдирландилар.

Ботир Мардонович Мардоновни табриклаш учун М.Т. Ҳрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтидан Е.В. Ан ва Д.А. Бекмирзаевлар қатнашдилар, тадбирда Е.В. Ан ва Д.А. Бекмирзаевлар сўзга чиқишиб Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти раҳбарияти, академик Т.Р. Рашидов ва бир қатор олимлар томонидан билдирилган яхши фикрларни етказишиб устозни табрикладилар.

Ботир Мардонович Мардоновнинг ҳаёти ва илмий фаолияти, ҳамкасблари ва шогирдлари меҳри, улар камолотига қўшган ҳиссаси, синовларга ва курашларга тўла умр йўлидаги ибратли ва қизиқарли ҳикояларни қоғозга тушириб, уни китоб ҳолида “Умр чорраҳалари” номи билан шогирдлар ва китобхонларга тўхфа этилди. Бундан ташқари устознинг 75 ёшлик юбилейига бағишлаб “Маҳорат мактаби” газетасида “Олимлик ва комиллик шарафи” мавзусида кутлов чоп этилди, унда олимнинг умр дафтари, ҳаёт йўлларидаги фаолияти ҳақида сўз юритилган.

Ботир Мардонович Мардоновни яна бир бор Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти раҳбарияти ва ходимлари, Механика муаммолари журнали таҳририяти 75 ёши билан қизғин табриклайди. Устозга муборак ёшга тўлганликлари муносабати билан самарали узоқ умр, оилавий тинчлик-хотиржамлик ва бахт-саодат, мустаҳкам соғлиқ ва келажак илмий фаолиятига серҳосил муваффақиятлар тилаймиз.

Д.А. Бекмирзаев

ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ ФАНЛАР АКАДЕМИЯСИ М.Т. ҲРОЗБОЕВ НОМИДАГИ МЕХАНИКА ВА ИНШОТЛАР СЕЙСМИК МУСТАҲКАМЛИГИ ИНСТИТУТИ “ЁШ ОЛИМЛАР КЕНГАШИ” НИНГ БУГУНГИ КУНДАГИ ФАОЛИЯТИ

Мамлакатимиз ва жамиятимизнинг замон талаблари даражасида ривожланишини илм-фансиз тасаввур қилиш қийин¹. Илм-фан соҳасини жаҳон талаблари даражасида ривожлантиришни таъминлашда ёшларнинг ўрни бениҳоят катта. Шу жиҳатдан ҳам мамлакатимизда Ёшларга оид давлат сиёсатини самарали рўёбга чиқаришга жуда катта эътибор қаратилмоқда. Мухтарам Президентимиз Ш.М. Мирзиёев томонидан мамлакатимиз ёшларини қўллаб қувватлашга қаратилган қатор фармон ва қарорлари бунга яққол мисол бўла олади.

Бугунги кунда Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида ҳам 20 дан ортиқ ёш олимлар фаолият олиб боришмоқда. Республикамиз, ЎзР ФА ва институтимиз томонидан механиканинг барча соҳаларида илмий тадқиқотлар олиб боришига, илмий янгиликлар, ихтиролар қилишига, инновцион технологиялар яратиш жараёнларига ва илмий муаммоларини муҳокама қилишга катта имкониятлар яратиб берилмоқда.

Институтда ёш олимлар илмий фаолият олиб бораётган қуйидаги йўналиш ихтисосликлари мавжуд:

- Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси;
- Асослар, пойдевор ва ер ости иншоотлари;
- Математик моделлаштириш. Сонли усуллар ва дастурлар мажмуи;
- Технологик машиналар. Роботлар, мехатроника ва робототехника тизимлари;
- Механизмлар ва машиналар назарияси. Машинашунослик ва машина деталлари;
- Қишлоқ хўжалиги ва мелиорация машиналари. Қишлоқ хўжалиги ва мелиорация ишларини механизациялаш;
- Ғилдиракли ва гусеничали машиналар ва уларни ишлатиш.

Бу ихтисосликлар бўйича ёш олимларимиз мунтазам ва самарали фаолият олиб боришмоқда. Охириги бир йил ичида институт “Ёш олимлар кенгаши” аъзолари Д.А. Бекмирзаев, Н.А. Нишоннов, Е.В. Ан академик Т.Р. Рашидов раҳбарлигида, А.С. Ювмитов профессор Г.Х. Хожметов раҳбарлигида, А.И. Исомиддинов т.ф.д. Т. Юлдашев раҳбарлигида фалсафа доктори диссертацияларини, А.А. Баходиров профессор К.С. Султанов раҳбарлигида фан доктори диссертациясини муваффақиятли ҳимоя қилишди.

¹ Ўзбекистон Республикаси Президенти Шавкат Мирзиёев Янги йил арафасида – 2016 йил 30 декабрь куни мамлакатимизнинг етакчи илм-фан намоёндалари билан учрашувдаги нутқи, «Халқ сўзи», 31.12.2016 й.

Бундан ташқари яқин кунларда Ҳ.А. Ахмедов, Д.А. Қўлдошевлар ҳам диссертацияларини ҳимоя қилиш арафасида турибди.

Институт раҳбарияти томонидан “Ёш олимлар кенгаши” фаолияти доимий қўллаб қувватланиб келинмоқда, жумладан турли тадбирларни уюштиришда уларни ўтказишда ёш олимларни ҳар томонлама қўллаб қувватлашда институтда амалий ишлар қилиб келинмоқда. Институт “Ёш олимлар кенгаши” 2018 йил учун йўл харитаси шакиллантирилди ва шу асосда ишлар олиб борилмоқда.

ЎзР ФА ва Бирлашган қасаба уюшмаси қўмитасининг 2018 йил 17 апрелдаги “Йилнинг энг фаол ёш олими” танловини ўтказиш тўғрисидаги қўшма қарори бўйича Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти директорининг буйруғи асосида 1 май куни институт ёш олимлари орасида танлов ўтказилди. Танловда Е.В. Ан биринчи ўринни, Ҳ.А. Ахмедов иккинчи ўринни, Г.Т. Аюбов учинчи ўринни эгалладилар. Ғолиблар институт раҳбарияти томонидан моддий рағбатлантирилдилар. Институт босқичи ғолиби Е.В. Ан кейинчалик ЎзР ФА ва Тошкент шаҳар босқичларининг биринчи ўрини, Республика босқичининг иккинчи ўрини соҳиби бўлди. А.М. Набиев республикада ўтказилаётган турли конференцияларда, жумладан “Фан ва таълимни ривожлантиришда ёшларнинг ўрни” мавзусидаги республика илмий-амалий анжуманида “Энг яхши инновацион ғоя”, “XXI аср – интеллектуал ёшлар аcri” мавзусидаги республика илмий ва илмий-техник анжуманида “Энг яхши илмий мақола” номинацияларида ғолиб бўлди.

Ёш олимлар Д.А. Бекмирзаев ва П.В. Логиновлар Давлат илмий-техника дастурлари доирасида “Ёш олимлар” давлат грантини қўлга киритишди ва ҳозирда ушбу грантлар бўйича самарали илмий изланишлар олиб боришмоқда. Бундан ташқари “Ёш олимлар кенгаши” нинг ҳар бир аъзоси институтда амалга оширилаётган фундаментал, амалий ва инновацион Давлат илмий-техника грантлари ва халқаро грантларни бажаришда қатнашиб келишмоқда. Яқин кунларда ЎзР ФА ва институт раҳбарияти ташаббуси билан чет эл стажировкалари ташкил этилмоқда.

Институт ёш олимлари республика ва институт микёсида ўтказилаётган турли тадбир ва жамоат ишларида ҳам фаол ишламоқдалар. Оммавий ахборот воситаларида, Ўзбекистон телеканали, Маданият ва маърифат телеканали, Ўзбекистон радиоканали, Махалла радиоканалларида ҳам институт “Ёш олимлар кенгаши” аъзолари илмий ютуқларини кенг оммага етказиш учун ўз чиқишлари билан қатнашмоқдалар.

Республикамизда ёшларни замонавий илм-фан йўналишларида самарали фаолият олиб боришлари учун устозлар ўрни бениҳоят катта бўлиб, бунда “устоз-шогирд” тизими юқори самара бермоқда. Президентимиз Ш.М. Мирзиёев томонидан илм-фанга яратилаётган имкониятлардан фойдаланиб академик Т.Р. Рашидов бир қатор таниқли олимлар Б.М. Мардонов, Г.Х. Хожметов, И. Мирзаев, И. Сафаров, Т. Юлдашев, А.А. Ишанходжаевларни М.Т. Ўрозбоев номидаги механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтининг “Ер ости иншоотлари, асослар ва пойдеворлар сейсmodинамикаси” лабораториясида жамлаб, механика фанининг ривожини йўлида илмий фаолиятларини олиб боришмоқда. Бу олимлар билан биттадан ёш олим бириктирилиб “устоз-шогирд” тизими бўйича самарали фаолият йўлга қўйилган. Юқоридаги таниқли олимларни қимматли маслаҳатлари билан 18 июнь куни физика-математика фанлари доктори илмий даражасини олиш учун М.К. Усаров Илмий даражалар берувчи илмий кенгаш қошидаги илмий семинарда ўзининг диссертация ишини муваффақиятли муҳокамадан ўтказди.

Институт “Ёш олимлар кенгаши” аъзолари илм-фанни ишлаб чиқариш билан интеграциясини йўлга қўйиш борасида ҳам самарали фаолиятлар олиб боришмоқда. Институт ёш олимлари ҳозирда илмий фаолиятларини давом эттириш билан бирга ортирган билимларини юртимизнинг ёш келажак авлодига етказишга сафарбар этиб келишмоқда. Институт ёш олимлари юртимизнинг бир қатор олий таълим муассасаларида жумладан, Тошкент давлат техника университети, Тошкент автомобил йўлларини лойиҳалаш, куриш ва эксплуатацияси институти, Тошкент темир йўл муҳандислари институти, Тошкент тўқимачилик ва енгил саноат институти, Тошкент архитектура ва курилиш институти, Россия давлат нефт ва газ университети Тошкент шаҳри филиалида талабаларга илм-фан ютуқларини етказиш ва таълим тарбия беришда фаол қатнашмоқдалар.

Бундан ташқари институт ёш олимлари турли лойиҳа институтлари, корхоналарда илмий ишланмаларини ҳаётга татбиқ этиш билан шуғулланишмоқда. Жумладан, ЎзуйжойЛИТИ лойиҳа институти, Тошкент вилояти “Қорасув пахта тозалаш” корхонаси, “Пскент пахта тозалаш” корхонаси, Ўзбекистон қишлоқ хўжалиги техникаси ва технологияларини сертификациялаш ва синаш давлат маркази, “БМКБ агрош” корхоналарида илмий ишланмалар синовдан ўтказилиб, иқтисодиёт тармоқларига татбиқ этишда ҳам фаол қатнашмоқдалар.

Юқоридаги Институт ёш олимлари томонидан амалга оширилаётган ишлар мамлакатимиз илм-фанини ривожлантириш, иқтидорли ёшларимизни ватанпарварлик, илмпарварлик руҳида тарбиялашга, улар калбида миллий ғурур ва ифтихор туйғуларини янада кучайтиришига хизмат қилади.

*Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти
“Ёш олимлар кенгаши” раиси Д.А. Бекмирзаев*

МУНДАРИЖА

Н. А. Коршунова, М. И. Рузматов. Космик аппаратни астероид билан тўқнашиш манёврени оптималлаш.....	3
Д. А. Бекмирзаев Сейсмик кучлар таъсиридаги ер ости қувурлари масалаларида инерция кучининг таъсири.....	7
Х. С. Сагдиев, З. Р. Тешабаев, В. А. Галиаскаров, Х. О. Шерниёзов, Б. Н. Мирзакабилов, Н. А. Нишонов. Иссиқлик таъсирида бўлган ер ости полимер қувурини моделлаштирилган тадқиқоти.....	11
Р. И. Халмуратов, У. А. Нишонов. Бикрлик қобиргалари билан маҳкамланган пластинкалар тебранишлари..	16
А. З. Хасанов, З. А. Хасанов, М. М. Хонкелдиев, Н. А. Набиева. Ташқи кучлар таъсирида грунт массивида кучланишларни тарқалиш қонуниятларини экспериментал ва назарий тадқиқоти.....	22
Х. Худойназаров, В. А. Скрипняк, Ш. Яхшибоев. Уч қатламли қовушқоқ-эластик пластинканинг ностационар қўндаланг тебранишлари.....	27
В. Ф. Бурнашев, Б. Х. Хужаёров. Дарзли карбонат жинсли нефт конлари қудуқ атрофи соҳасига кислотали ишлов беришнинг математик модели.....	32
У. Р. Расулов. Сув оқими гидродинамикаси экспериментал тадқиқотларининг айрим натижалари ва унинг тезлиги ҳамда сарфини ўлчаш масалалари.....	38
Х. Т. Ахмедходжаев, А. А. Обидов, М. Султонов. Яхши жинланмаган толадор чигитларни янги жин машинаси ишчи барабанига йўналтириш имкониятини асослаш.....	42
Г. А. Бахадиров, К. Хусанов, А. Рахимов. Ярим қўн маҳсулотини текислаш жараёнида ҳосил бўладиган омилларни тадқиқ қилиш.....	46
Д. М. Бердиев. Пўлатларни абразив ейилиш бардошлилигига қиздириш ҳароратининг таъсири.....	51
К. А. Каримов, А. Х. Умурзаков, А. Х. Ахмедов. Бошқариладиган прецизион механизмларни яратишнинг истиқболлари. Назариядан қурилмалар сари (1 қисм).....	55
З. М. Маликов, А. Т. Йўлдашев, Д. А. Қўлдошев, А. А. Абдукадыров, К. Ф. Ким, К. М. Рузикулов. Рух қуқунини сепарациялаш учун саноат-тажриба усқунасини лойиҳалаш ва унинг тажриба натижалари.....	59
М. А. Мансурова, Ш. Х. Бехбудов. Тикув машинасида тикилаётган матога полимер композит қоплаш қурилмасидаги роликнинг тебраниш таҳлили	62
О. С. Норқузиёв, Н. Б. Джураева, С. М. Шерқобилов, М. М. Мирзаева. Пахта териш машинанинг шпинделлар сонига боғлиқ ҳолда терилган пахта-чигитнинг сифатини баҳолаш ва терим мукамаллигини ҳисоблаш усули	65
А. Парпиев, Ю. И. Қўпалова, А. Қ. Усмонқулов. Қуришиш барабанида кондуктив усулда иссиқлик алмашув жараёнини таҳлили.....	69
А. А. Ризаев, А. Т. Йўлдашев, Д. А. Қўлдошев. Пахта териш машинасида терим тўлиқлигини ҳисоблашнинг такомиллаштирилган математик модели	72
М. Тошболтаев, Б. Холиқов. Трактор поезди таркибидаги тиркамаларнинг рационал сонини аниқлаш.....	76
Д. Х. Убайдуллаева, Н. Р. Ханҳаджаева, Р. А. Бегманов. Пресс асосли тукли трикотаж полотноларининг сифатини эксперт услубда баҳолаш.....	79
Р. Р. Худайкулиев, А. Т. Йўлдашев, Д. А. Қўлдошев. Пахта териш машинаси иш унумини башоратлашнинг замонавий моделларини ишлаб чиқиш.....	83
И. Т. Эргашев, Х. Қ. Пардаев, А. И. Исмаатов. Боғ қатор ораларига текис ишлов берадиган плуг таянч гилдиракларига тушадиган юқламанинг назарий тадқиқоти.....	88

Илмий ахборотлар

А. Ахмедов. Акустик мосламага жойлаштирилган пахта чигити массасининг тукдорликни ўлчашдаги хатоликларга таъсири.....	92
Х. Т. Ахмедходжаев, А. Х. Бобоматов, А. Х. Сидиков. Пахтани майда ифлосликлардан тозалашдаги тўрли юзасидаги қайишқоқ пластиналарни моделлаштириш.....	96
У. Т. Жовлиев, Б. С. Худайкулов. Сув омборлари сув чиқариш қувурларини очилиши ва ёпилишидаги гидравлик зарба динамикаси	102
А. А. Ризаев, Н. Омонов. Пахта териш аппарати барабанларидаги шпинделлар сонини ҳисоблаш	106

Хроника

ҚазГАСА Президенти Қусаинов Амирлан Айдарбековичнинг биографияси.....	111
Сирт актив моддалардан фойдаланиб физик - кимёвий муаммоларни ечишга мақсадли йўналтирилган инновацион технологиялар.....	112
Техника фанлари доктори, профессор Миразал Мирayoвич Муқимов 75 ёшда.....	112
Физика-математика фанлари доктори, профессор Ботир Мардонович Мардонов – 75 ёшда.....	113
Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси М.Т. Ўрзобоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти “Ёш олимлар кенгаши”нинг бугунги кундаги фаолияти.....	114

СОДЕРЖАНИЕ

Н. А. Коршунова, М. И. Рuzматов. Оптимизация маневра столкновения космического аппарата с астероидом.....	3
Д. А. Бекмирзаев. Влияние силы инерции в задачах подземных трубопроводов при сейсмических воздействиях.....	7
Х. С. Сагдиев, З. Р. Тешабаев, В. А. Галиаскаров, Х. О. Шерниёзов, Б. Н. Мирзакабиров, Н. А. Нишонov. Модельные исследования взаимодействия полимерных труб с грунтом при действии температуры.....	11
Р. И. Халмуратов, У. А. Нишонov. Колебания пластин, подкрепленных ребрами жесткости.....	16
А. З. Хасанов, З. А. Хасанов, М. М. Хонкелдиев, Н. А. Набиева. Экспериментально-теоретические исследования определения закономерности распределения напряжений в грунтах.....	22
Х. Худойназаров, В. А. Скрипняк, Ш. Яхшибоев. Нестационарные поперечные колебания трехслойной вязкоупругой пластинки.....	27
В. Ф. Бурнашев, Б. Х. Хужаёров. Математическое моделирование кислотного воздействия на призабойную зону пласта нефтяных месторождений с карбонатными трещиновато-пористыми коллекторами.....	32
У. Р. Расулов. Некоторые результаты экспериментальных исследований гидродинамики потока воды и вопросы бесконтактного измерения его скорости и расхода.....	38
Х. Т. Ахмедходжаев, А. А. Обидов, М. Султонов. Обоснование возможности направления недожнированных волокнистых семян на рабочий барабан нового джина.....	42
Г. А. Бахадиров, К. Хусанов, А. Рахимов. Исследование факторов неравномерности растягивания в процессе расправки полуфабриката.....	46
Д. М. Бердиев. Влияние температуры нагрева на абразивную износостойкость сталей.....	51
К. А. Каримов, А. Х. Умурзаков, А. Х. Ахмедов. Перспективы разработки управляемых прецизионных механизмов. От теории к конструкциям (Часть 1).....	55
З. М. Маликов, А. Т. Йулдашев, Д. А. Кулдошев, А. А. Абдукадыров, К. Ф. Ким, К. М. Рузikuлов. Проектирование опытно-промышленной установки для сепарации цинкового порошка и результаты её испытаний.....	59
М. А. Мансурова, Ш. Х. Бехбудов. Анализ колебаний ролика устройства для нанесения полимерной композиции по строчке сшиваемых материалов в швейной машине.....	62
О. С. Норкузиев, Н. Б. Джураева, С. М. Шеркобилов, М. М. Мирзаева. Методика расчета полноты сбора и оценка качества собранного хлопка-сырца в зависимости от количества шпинделей хлопкоуборочной машины.....	65
А. Парпиев, Ю. И. Купалова, А. К. Усмонкулов. Анализ процесса теплообмена при сушке кондуктивным способом в барабанной сушилке.....	69
А. А. Ризаев, А. Т. Йулдашев, Д. А. Кулдошев. Развитие математической модели для определения полноты машинного сбора хлопкоуборочным аппаратом.....	72
М. Тошболтаев, Б. Холиков. Определение рационального количества прицепов в составе тракторного поезда.....	76
Д. Х. Убайдуллаева, Н. Р. Ханхаджаева, Р. А. Бегманов. Экспертный метод выбора значимых показателей качества пресового трикотажного полотна.....	79
Р. Р. Худайкулиев, А. Т. Йулдашев, Д. А. Кулдошев. Разработка современных моделей прогнозирования производительности хлопкоуборочных машин.....	83
И. Т. Эргашев, Х. К. Пардаев, А. И. Исматов. Результаты теоретического анализа изменения нагрузки на опорные колеса плуга для гладкой вспашки междурядий многолетних садов.....	88

Научные сообщения

А. Ахмедов. Влияние массы пробы хлопковых семян на погрешность измерения опушенности на акустическом приборе.....	92
Х. Т. Ахмедходжаев, А. Х. Бобоматов, А. Х. Сидиков. Моделирование колебаний упругой пластины сетчатой поверхности очистителя хлопка-сырца от мелкого сора.....	96
У. Т. Жовлиев, Б. С. Худайкулов. Динамика гидравлического удара при открытии и закрытии затворов водовыпускного сооружения водохранилищ.....	102
А. А. Ризаев, Н. Омонов. К расчету количества шпинделей на барабанах хлопкоуборочного аппарата....	106

Хроника

Биография Президента Казахской головной архитектурно-строительной академии Кусанова Амирлана Айдарбековича.....	111
Инновационные технологии целенаправленного использования поверхностно-активных веществ для решения проблем физико-химической механики.....	112
Доктору технических наук, профессору Мираззалу Мираюбовичу Мукимову – 75 лет.....	112
Доктору физико-математических наук, профессору Ботиру Мардоновичу Мардонову – 75 лет.....	113
О сегодняшней деятельности «Совета молодых ученых» Института механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева Академии наук Республики Узбекистан.....	114

Редактор: Н.А. Нишонов
Технический редактор: Е.В. Ан

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

Сдано в набор 14.06.2018. Подписано в печать 18.07.2018.
Формат 60×84 ¹/₈. Гарнитура Times New Roman. Ризография.
Усл.-печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 100. Заказ № .
Цена договорная.

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