

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
МУАММОЛАРИ

O‘ZBEKISTON
JURNALI

4
2019

УЗБЕКСКИЙ
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор - акад. АН РУз Т.Р. РАШИДОВ
Зам. главного редактора, 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, проф. Г.А. БАХАДИРОВ, докт. физ.-мат. наук, проф. А.Б. БЕГМАТОВ,
докт. техн. наук А.Д. ДАМИНОВ, докт. техн. наук, проф. А. ДЖУРАЕВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Н.А. КОРШУНОВА, докт. техн. наук, проф. Ш. МАМАТКУЛОВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Б.М. МАРДОНОВ, докт. техн. наук, проф. Э.Ж. МАХМУДОВ,
докт. техн. наук, проф. А.А. РИЗАЕВ, докт. техн. наук, проф. З. СИРОЖИДДИНОВ,
докт. физ.-мат. наук, проф. Б.Х. ХУЖАЁРОВ, докт. техн. наук, проф. А.А. ШЕРМУХАМЕДОВ,
докт. техн. наук, проф. Ш.С. ЮЛДАШЕВ, канд. техн. наук Х.С. САГДИЕВ

В работе редколлегии принимают участие:

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

Адрес редакции:

100125, Ташкент, Академгородок, Дурмон йули, 33.
Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз

Телефон: + 99871 262-78-34

Факс: +99871 262-71-52

E-mail: tur.rashidov@list.ru

Редактор: Н.А. 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 18.12.2019. Подписано в печать 16.01.2020.
Формат 60×84 ¹/₈. Гарнитура Times New Roman. Ризография.
Усл.-печ. л. 15.34. Уч.-изд. л. 10.23. Тираж 100. Заказ № 630.
Цена договорная.

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

© Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз, 2019 г.

РАЗВИТИЕ СЕЙСМОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ И РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ СЕЙСМОЗАЩИТЫ ЗДАНИЙ, ПОДЗЕМНЫХ СООРУЖЕНИЙ

В работах [1–4] предложены расчетные схемы и методы расчета сейсмоизолированных сооружений по снижению энергии поверхностных волн сплошными барьерами, специальными устройствами и вибрации от поездов метрополитена различными виброзащитными системами. В частности, установлено, что для снижения сейсмичности площадки строительства с 8 до 7 баллов требуется изменение массива грунтов для перевода их из III во II категорию по сейсмическим свойствам. В работе [1] предложен горизонтальный геотехнический барьер из вертикальных грунтобетонных элементов. Устройство таких вертикальных армирующих элементов приводит к эффекту обжатия грунта. Использована концепция, которая перенаправляет и уменьшает действие опасных сейсмических волн при помощи инженерного подземного сейсмического барьера (рис. 1). Барьер состоит из нескольких скважин и комплекса траншей, которые препятствуют проникновению разрушающих сейсмических волн в обозначенную «защитную зону». Барьер не только предназначен для противодействия поверхностным волнам в горизонтальной плоскости, но и позволяет уменьшить действие сейсмических волн от дифракции и перемещения в вертикальной плоскости.

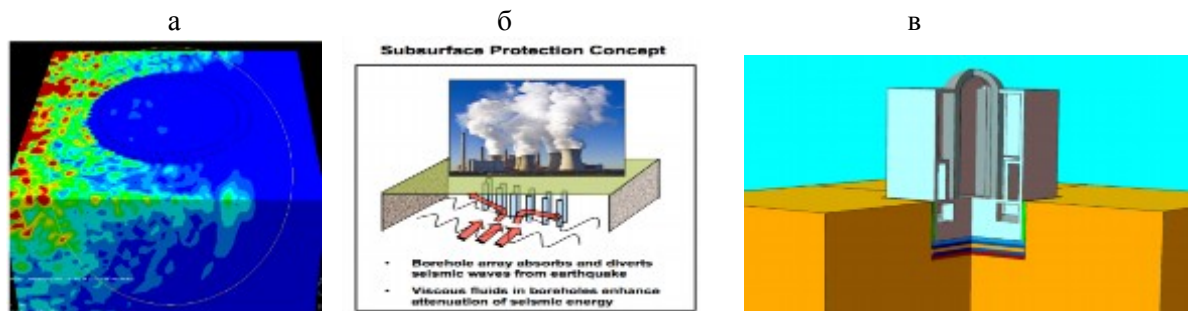


Рис.1. Виды различных барьеров: а-круговой барьер, состоящий из свай диаметром 2 м, для рассеивания энергии сейсмических волн; расстояние между осями свай 3,5 м; глубина свай принята равной половине длины соответствующей рэлеевской волны (при частоте 5 Гц); б – концепция условной решетки скважины, которая перенаправляет и уменьшает действие опасных сейсмических волн до достижения особо важного сооружения; в – пример многослойной сейсмической подушки, защищающей здание энергоблока атомной станции от объемных волн; эффективность диссипации энергии объемных волн при шестикратном снижении уровня колебаний в частотном диапазоне 2 – 35 Гц

Динамические расчеты колебаний 9-этажного здания с сейсмоизоляцией на различные по спектральному составу сейсмические воздействия показали, что высокочастотное воздействие, допускающее проскальзывание фундамента, вызывает высокочастотные вибрации относительно центра масс здания. При этом в начале процесса проявляется эффект отражения волны от перекрытия, где амплитуда достигает почти 1 см. Для предупреждения этого негативного эффекта рекомендуется предусмотреть установку здесь динамического гасителя колебаний; амплитуда колебаний здания с сейсмоизоляцией почти на порядок уступает амплитудам колебаний здания на жестком фундаменте.

В работах [4–5] предложено использовать методы сейсмомодели для оценки параметров волнового поля вблизи сейсмоизолирующих объектов и сейсмонапряженного состояния трубопроводов, сопряженных с узлами, с учетом изменчивости закона взаимодействия по длине трубопровода и развития геометрически нелинейности деформирования материала трубопровода, также наличия нелинейного закона взаимодействия при обтекании их поверхностными волнами Рэлея и граничными волнами Стоунли с кажущимися скоростями. Проведены расчеты параметров волновых полей, вблизи области контакта грунтовой среды с элементами сейсмоизолирующих объектов, моделируемыми неоднородными средами. Рассмотрены вопросы контактного взаимодействия трубопроводов с грунтом при обтекании их поверхностными волнами, а также нелинейные волновые процессы во взаимодействующих с грунтом трубопроводах.

В случае сверхзвукового режима обтекания и взаимодействия трубопровода с грунтом по закону типа сухого трения предсказана возможность появления резонанса при уменьшении силы

трения на границе контакта. Это обстоятельство имеет важное значение и должно учитываться при расчетах на сейсмическое воздействие трубопроводов из полимерных и композитных материалов, а также сегментных трубопроводов со сложными демпфирующими стыками, когда скорость волн в грунте может превышать среднюю скорость распространения продольных возмущений в трубе. Установлено, что в случае взаимодействия трубопровода с грунтом по закону типа вязкого трения и реализации сверхзвукового режима явление резонанса не наблюдается.

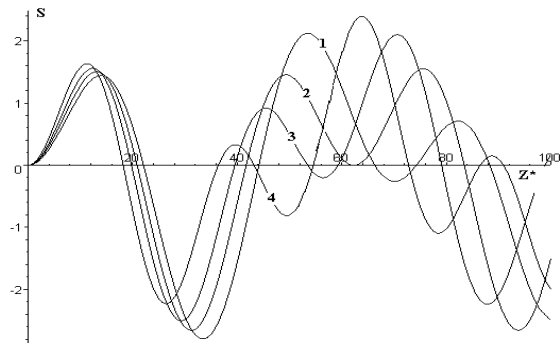


Рис. 2. Зависимости безразмерного напряжения $S = -\sigma / E'A_0\omega_1$ от $Z^* = p_0 Z$ при $m=30$ для различных значений отношения H_0/a : 1– $H_0/a=0.1$; 2– $H_0/a=1$; 3– $H_0/a=2$; 4– $H_0/a=4$

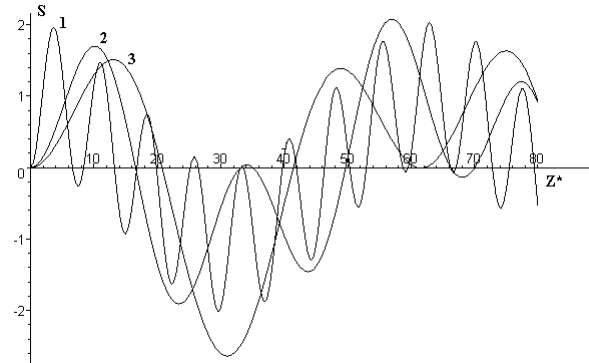


Рис.3. Зависимости безразмерного напряжения $S = -\sigma / E'A_0\omega_1$ от $Z^* = p_0 Z$ при $H_0/a=3$ для различных значений параметра: 1 – $m=0$; 2 – $m=20$; 3 – $m=40$

Анализ кривых построенных для различных значений параметра $m=\mu/k_0a$ (рис. 2, 3), (μ – модуль сдвига в материале трубопровода, k_0 – коэффициент взаимодействия грунта с трубопроводом, a – внешний диаметр трубы), показывает, что периодическое изменение напряжений по переменной $Z=ct-z$ (p_0 – волновое число, c – скорость распространения продольной волны в грунте, z – осевая координата) происходит около их среднего и изменение напряжения за фронтом волны имеет колебательный характер и по мере удаления от нее амплитуды и периоды колебаний существенно зависят от отношения глубины заложения и радиуса трубопровода (рис.4).

Изучено обтекание трубопровода бегущей стационарной волной, где между трубопроводом и движущейся средой формируется концентрический цилиндрический слой конечной толщины h .

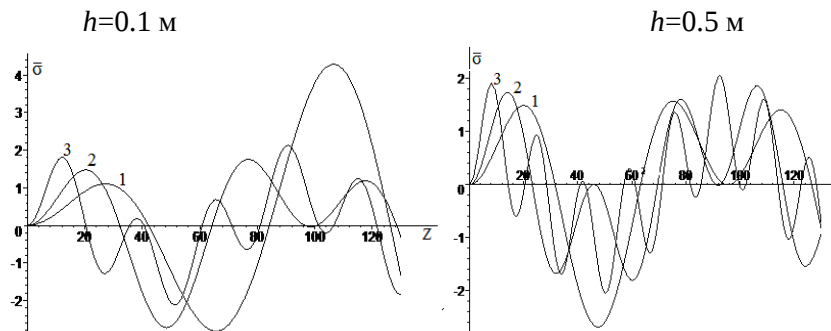


Рис. 4. Кривые изменения напряжения $\bar{\sigma} = \sigma / \sigma_0$ от переменной Z (м) при $p_0 = 1 \text{ м}^{-1}$, $\beta_1=1$

и для значений величины $\beta = \frac{\beta_1\beta_2 \ln(R/a)}{\beta_2 + \beta_1(1 + \beta_2 \ln(R/a))}$: 1 – $\beta_2=0.01$; 2 – $\beta_2=0.025$; 3 – $\beta_2=0.1$

Уменьшением величин β_2 (например, с уменьшением коэффициента продольного сдвига k_2) трубопровод по переменной Z совершает колебания с длинными периодами. При этом увеличение толщины слоя приводит к уменьшению амплитуды и росту частоты колебаний трубопровода. Это обстоятельство указывает на существенное влияние наличия тонкого слоя грунта между трубопроводом и движущейся средой. Таким образом, ослабление связи между тонким слоем грунта с движущейся средой может служить причиной возникновения высоких напряжений в режимах колебаний, близких к резонансным.

На изменение значений моментов по времени существенное влияние оказывают параметры волн, отраженных от свободной границы слоя. Этот эффект увеличивается с ростом глубины заложения трубы.

Изучена задача действия поверхностной волны на трубопровод конечной длины (рис. 5). Установлено, что рост коэффициента Пуассона грунтовой среды приводит к уменьшению осредненного значения по контуру сечения трубопровода продольного смещения частиц грунта в 1.5 – 2 раза. Увеличение длины волны Рэлея и коэффициента Пуассона грунта, а также уменьшение значения коэффициента упругого отпора грунта на торцевых сечениях трубопровода приводят к снижению величины осевого напряжения в сечениях трубопровода. Наличие жестко закрепленных узлов конечной массы (сосредоточенных масс) в концевых сечениях трубопровода приводит к существенному изменению частотного состава и амплитуды колебаний сечений трубопровода.

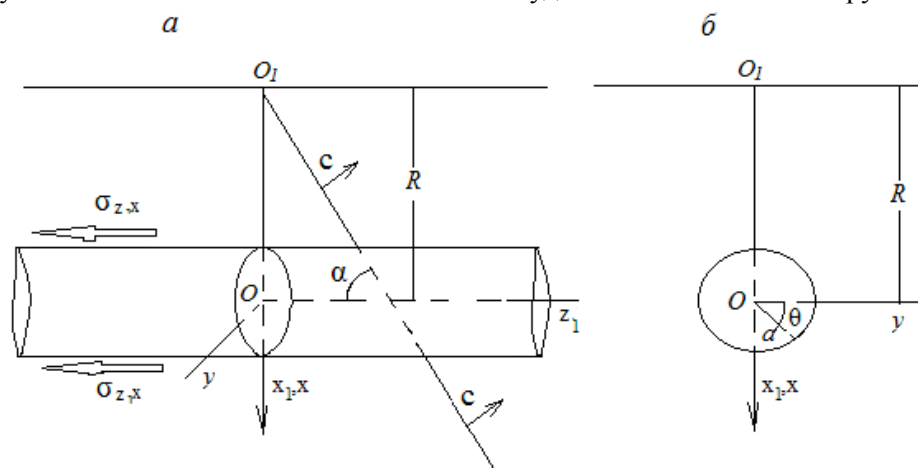


Рис.5. Схема обтекания трубопровода конечной длины волной Рэлея

Снижение коэффициентов продольного сдвига на поверхности трубопровода и упругой связи торца $x=0$ с грунтовой средой может уменьшить величину напряжения примерно на 1.5 раза. При этом наибольшее значение напряжения наблюдается в месте перехода участков контакта на поверхности трубопровода с различными коэффициентами взаимодействия.

Исследовано влияние сейсмоизоляции наземных сооружений на их поведение при действии сейсмических волн. Разработанные методы расчета, базирующиеся на применении МКЭ, позволяют рассчитывать пространственные модели зданий, оснащенные системой активной сейсмозащиты на реальные трехкомпонентные сейсмические воздействия. Сейсмоизолирующие устройства моделируются билинейной математической моделью, так как этой моделью описываются поведение различных сейсмоизолирующих устройств. Выполненные расчеты показали эффективное снижение сейсмической нагрузки при определении напряженно-деформированного состояния здания с сейсмоизоляцией. Окончательный вывод об эффективности применения различных сейсмоизолирующих элементов может быть сделан только после всестороннего исследования работы каждого проектируемого здания с системой сейсмоизоляции.

Проведен анализ влияния основных физико-механических и геометрических параметров сплошного барьера на снижение амплитуд поверхностных волн при прохождении ими барьера в рамках теории упругости с использованием метода конечных элементов, реализованного в программном комплексе Abaqus/Explicit. На основе проведенных расчетов получены инженерные формулы для определения коэффициентов снижения амплитуд поверхностных волн при заданных характеристиках грунта основания и сплошного барьера из однородного материала.

На основании развитой методики определения защитных свойств вертикальных и горизонтальных барьеров, плоских моделей и полученных расчетных результатов можно сделать заключение о том, что концепция применения сплошных барьеров для защиты территории от поверхностных сейсмических волн представляется перспективной, обеспечивая существенное снижение уровня колебаний, вызванных приходом рэлеевских волн.

Методы расчета СНиП, КМК, ШНК и др. всегда оставались обязательными для исполнения, но они привязаны к работе упругих расчетных систем. Необходимо внести дополнения по методике расчета с более высоким эффектом сейсмоизоляции, применяя сейсмоизолирующие ре-

шения. В особенности это относится к сейсмоактивным регионам, так как в сейсмоопасных районах строительство зданий и сооружений без использования сейсмоизоляции недопустимо. Пока не находят широкого применения сейсмозащитные решения из-за непризнания новых технологий в сейсмостойком строительстве. Сейсмически опасные районы нуждаются в сейсмозащите, независимо от материального уровня и она сегодня остается одним из самых эффективных способов в области защиты зданий и сооружений.

Конечно, переход на новую методику станет возможен лишь со временем, после проведения достаточного объема экспериментально-теоретических исследований с привязкой к местным условиям, приобретения опыта проектирования, опыта экспериментального строительства (с проверкой работоспособности в условиях реальных землетрясений). При оценке внешних сейсмических сил изменение параметров волнового поля вблизи элемента конструкций не учитывается, влияние первичной волны на элемент учитывается через законы взаимодействия элемента с внешней средой, т.е. ограничивается решением внутренней задачи. Но даже и в столь упрощенной постановке задача расчета элементов подземных конструкций при действии сейсмических волн остается весьма сложной. Результаты решения задач взаимодействия волн с различными преградами можно использовать для гашения энергии акустических и упругих волн. Это обстоятельство требует, наряду с обоснованием применения того или иного вида сейсмических барьеров, более детального изучения состояния элементов сложной системы подземных сооружений в виде сопряженных между собой стержней и балок при различных законах их взаимодействия с окружающей их средой при действии сейсмических нагрузок, поскольку задачи выбора типа сейсмических барьеров и оценки сейсмонапряженного состояния защищаемых от сейсмических нагрузок объектов взаимосвязаны.

Этот подход позволяет вести поиск, отличающийся от существующих специфическими методами расчета трубопроводных систем и фундаментов уникальных сооружений на сейсмические воздействия.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Братов В.А., Ильяшенко А.В., Кузнецов С.В., Морозов Н.Ф., Рашидов Т.Р. Взаимодействие рэлеевских волн с сейсмическими барьерами // Математические модели и численный анализ XII Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики. г. Уфа, 19-24 августа 2019 г. Уфа, 2019. Т. 4. С. 21–24.
- [2] Рашидов Т.Р., Кузнецов С.В., Мардонов Б.М., Мирзаев И. Прикладные задачи сейсмодинамики сооружений. Книга 1. Действие сейсмических волн на подземный трубопровод и фундаменты сооружений, взаимодействующих с грунтовой средой. Ташкент.: «Navro'z», 2019. – 268 с.
- [3] Bratov V., Ilyashenko A., Morozov N., Rashidov T. Seismic barriers: theory and numerical simulations // XXII International Scientific Conference on Advanced In Civil Engineering «Construction the formation of living environment 2019». Tashkent. E3S Web of Conferences 97, 03005 (2019). (Scopus).
- [4] Рашидов Т.Р., Мардонов Б.М., Мирзаев И.М. Действие сейсмических волн на трубопровод конечной длины, сопряженный с узлами упругими элементами // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2019. № 1. С.3–8.

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

Дата поступления
04.12.2019

Т.Рашидов, Б.Мардонов, С.В. Кузнецов. Сейсмодинамика назариясини ривожланиши ва бинолар, ер ости иншоотларининг сейсмик ҳимоялаш услубларини ишлаб чиқиши

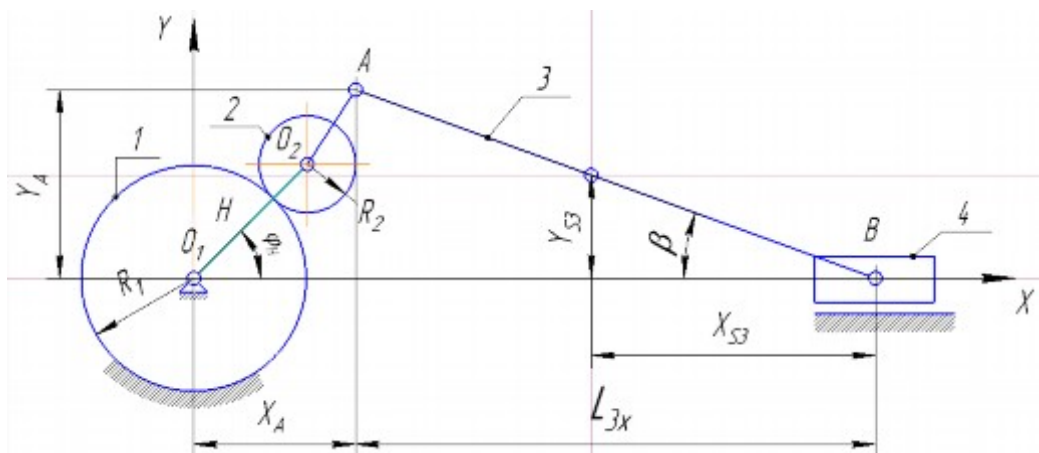
Мақолада ер ости иншоотининг (кувурлар, биноларнинг пойдевор қисми) ҳолатига атрофидаги грунт муҳитининг механик хоссаларини, шунингдек грунт билан ўзаро таъсир этувчи контакт кучларини иншоотда тўлқинлар шаклланишига таъсири тадқиқотларининг натижалари келтирилган.

T.Rashidov, B.Mardonov, S.V. Kuznetsov. Development of seismodynamic theory and development of methods of seismic protection of buildings, underground structures

The article presents the results of a study of the influence of the mechanical properties of the environment on the behavior of an underground structure (pipeline, foundation of the building), as well as the contact forces of interaction with the soil on the formation of waves in the body of the structure.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАНЕТАРНО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА С ОДНОЙ И ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ ПОДВИЖНОСТИ

Одним из путей расширения кинематических возможностей ведомых звеньев механизмов являются разработки и исследование комбинированных механизмов [1]. На рисунке показана кинематическая схема комбинированного планетарно-рычажного механизма. Как видно, данный механизм образован путем присоединения к сателлиту планетарного механизма двухповодковой группы второго вида.



Кинематическая схема планетарно-рычажного механизма с двухповодковой группой второго вида

Рассматриваемый механизм состоит из следующих звеньев: 1 – центрального колеса, H – водила, 2 – сателлита, 3 – шатуна, 4 – ползуна. Шарнир A , к которому присоединяется шатун, жестко связан с сателлитом. Данный механизм может обладать одной или двумя степенями подвижности. Если центральное колесо является неподвижным, то степень подвижности механизма будет равна единице. В случае, если центральное колесо является подвижным, механизм будет обладать двумя степенями подвижности. Нами составлены аналитические выражения для определения кинематических параметров планетарно-рычажного механизма с одной и двумя степенями подвижности. При $\omega_1=0$, т.е. центральное колесо является неподвижным, получены следующие аналитические выражения для определения перемещений, скоростей и ускорений центра масс шатуна и ползуна, которые имеют следующий вид:

Проекции центра масс шатуна, ползуна на оси координат

$$x_{S_3} = x_A + AS_3 \cos \beta, \quad x_{S_3} = R_H \cos \varphi_H - O_2 A \cos(\varphi_2 + AS_3 \cos \beta), \quad (1)$$

где $x_{S_3} = R_H \cdot \cos \varphi_H - O_2 A \cdot \cos(\varphi_2)$; $AS_3 = BS_3 = L_3 / 2$ – расстояние от точки A до центра масс шатуна; L_3 – длина шатуна 3; β – угол поворота шатуна; R_H – длина водила; φ_H – угол поворота водила; $\varphi_2 = (1+R_1/R_2)\varphi_H$ – угол поворота сателлита 2; R_1 – радиус делительной окружности неподвижного зубчатого колеса 1; R_2 – радиус делительной окружности сателлита 2.

$$y_{S_3} = BS_3 \sin \beta, \quad y_{S_3} = BS_3 \sin(\arcsin((R_H \sin \varphi_H - O_2 A \sin \varphi_2) / L_3)), \quad (2)$$

$$x_B = x_A + L_{3x}, \quad L_{3x} = L_3 \cdot \cos \beta, \quad x_B = R_H \cos \varphi_H - O_2 A \cos \varphi_2 + L_3 \cos(\arcsin(y_A / L_3)). \quad (3)$$

Аналитические выражения для проекции центра масс шатуна и ползуна на оси координат имеют следующий вид:

$$v_{x_{S_3}} = O_2 A \omega_2 \sin \varphi_2 - AS_3 \beta' \sin \beta - R_H \omega_H \sin \varphi_H, \quad (4)$$

$$v_{y_{S_3}} = \frac{BS_3(O_2A\omega_2 \cos \varphi_2 - R_H \omega_H \cos \varphi_H)}{L_3}, \quad (5)$$

$$a_{x_{S_3}} = O_2A\varepsilon_2 \sin \varphi_2 - R_H \varepsilon_H \sin \varphi_H - AS_3\beta'' \sin \beta + O_2A\omega_2^2 \cos \varphi_2 - R_H \omega_H^2 \cos \varphi_H - AS_3(\beta')^2 \cos \beta, \quad (6)$$

$$a_{y_{S_3}} = \frac{BS_3(O_2A\varepsilon_2 \cos \varphi_2 - R_H \varepsilon_H \cos \varphi_H - O_2A\omega_2^2 \sin \varphi_2 + R_H \omega_H^2 \sin \varphi_H)}{L_3}, \quad (7)$$

$$v_B = O_2A\omega_2 \sin \varphi_2 - R_H \omega_H \sin \varphi_H - \frac{y_A(y_A)'}{L_3 \sqrt{1 - \left(\frac{y_A}{L_3}\right)^2}}, \quad (8)$$

$$a_B = O_2A\omega_2^2 \cos \varphi_2 - R_H \omega_H^2 \cos \varphi_H - \frac{(y_A')^2}{L_3 \sqrt{1 - \left(\frac{y_A}{L_3}\right)^2}} - \frac{y_A^2(y_A')^2}{L_3^3 \sqrt{1 - \left(\frac{y_A}{L_3}\right)^2}} - \frac{y_A(y_A'')^2}{L_3 \sqrt{1 - \left(\frac{y_A}{L_3}\right)^2}}. \quad (9)$$

Полные величины скоростей и ускорений центра масс шатуна определяли по следующим выражениям:

$$v_{S_3} = \sqrt{(v_{S_{3x}})^2 + (v_{S_{3y}})^2}, \quad (10)$$

$$a_{S_3} = \sqrt{(a_{y_{S_3}})^2 + (a_{x_{S_3}})^2}. \quad (11)$$

Угол поворота шатуна, его угловая скорость и ускорения определяли по следующим выражениям:

$$\sin \beta = \frac{Y_A}{L_3}, \quad \beta = \arcsin\left(\frac{Y_A}{L_3}\right), \quad L_{3x} = L_3 \cdot \cos \beta, \quad L_{3y} = L_3 \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{Y_A}{L_3}\right)\right),$$

$$\omega_3 = \frac{v_{A_y}}{L_3 \sqrt{1 - \left(\frac{y_A}{L_3}\right)^2}}, \quad (12)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A_y} L_3 \sqrt{1 - \left(\frac{y_A}{L_3}\right)^2} + \frac{y_A(v_{A_y})^2}{L_3 \sqrt{1 - \left(\frac{y_A}{L_3}\right)^2}}}{L_3^2 \left[1 - \left(\frac{y_A}{L_3}\right)^2\right]}. \quad (13)$$

Аналитические выражения (1–13) были реализованы на компьютере в среде Math CAD 15. По результатам расчетов получены закономерности изменений x_{S_3} , y_{S_3} , $v_{x_{S_3}}$, $v_{y_{S_3}}$, v_{S_3} , $a_{x_{S_3}}$, $a_{y_{S_3}}$, a_{S_3} , ω_3 , ε_3 , x_B , v_B , a_B в графической и численной формах. С целью изучения влияния угловой скорости водила на кинематические параметры планетарно-рычажного механизма с одной степенью подвижности угловую скорость водила изменяли с 5 до 25 с⁻¹, шаг вариации равнялся 5 с⁻¹.

В табл. 1 и 2 приведены численные значения основных кинематических параметров планетарно-рычажного механизма с одной и двумя степенями подвижности при вариации угловой ско-

рости водила ω_H и центрального колеса ω_1 . Исходные параметры были следующие: $R_1=0.15$ м; $R_2=0.05$ м; $R_H=0.2$ м; $L_{O2A}=0.07$ м; $L_3=0.81$ м.

Таблица 1

Численные значения основных кинематических параметров планетарно-рычажного механизма с одной степенью подвижности

Степень подвижности механизма $w=1$, $\omega_1=0$, вариации ω_H										
	ω_H , c^{-1}	v_{Bmax} , м/с	v_{Bmin} , м/с	Hv_B , м/с	a_{Bmax} , м/с ²	a_{Bmin} , м/с ²	Ha_B , м/с ²	v_{S3max} , м/с	v_{S3min} , м/с	Hv_{S3} , м/с
1	5	2.5	-2.5	5.0	28	-37	65	2.4	0.2	2.2
2	10	5	-5	10	111.8	-148.8	260.6	4.8	0.4	4.4
3	15	7.5	-7.5	15	251.5	-334.9	586	7.2	0.6	6
4	20	10	-10	20	447.2	-595.5	1042	9.7	0.8	8
5	25	12.5	-12.5	25	698.8	-930	1628	12.1	1	11.1
	ω_H , c^{-1}	a_{S3max} , м/с ²	a_{S3min} , м/с ²	Ha_{S3} , м/с ²	ω_{3max} , c^{-1}	ω_{3min} , c^{-1}	$H\omega_3$, c^{-1}	ε_{3max} , c^{-2}	ε_{3min} , c^{-2}	$H\varepsilon_3$, c^{-2}
1	5	34.3	11.7	22.6	2.6	-2.9	5	42.4	-42	84.4
2	10	137.2	46.8	90.4	5.3	-6	11.3	169.5	-169.5	339
3	15	308.7	105.2	203.5	7.9	-8.9	16.8	381.3	-381.3	762
4	20	549	187	362	10.6	-11.9	22	678	-678	1356
5	25	858	293	565	13.2	-14.8	28	1059	-1059	2118

Таблица 2

Численные значения основных кинематических параметров планетарно-рычажного механизма с двумя степенями подвижности

Степень подвижности механизм $w=2$, $\omega_H=5 c^{-1}$, вариации ω_1										
	ω_1 , c^{-1}	v_{Bmax} , м/с	v_{Bmin} , м/с	Hv_B , м/с	a_{Bmax} , м/с ²	a_{Bmin} , м/с ²	Ha_B , м/с ²	v_{S3max} , м/с	v_{S3min} , м/с	Hv_{S3} , м/с
1	10	1.38	-1.38	2.76	11.9	-6.4	18.3	1.5	0.15	1
2	15	2.65	-2.65	5.3	47.8	-48.8	96.6	2.6	0.4	2.2
3	20	3.8	-3.8	7.6	113	-124	237	3.8	0.9	2.9
4	25	4.9	-4.9	9.8	207.9	-236.7	444.6	4.8	1.4	3.4
5	30	5.9	-5.9	11.8	332.4	-383.4	715.8	5.9	1.9	4

	ω_1 , c^{-1}	a_{S3max} , м/с ²	a_{S3min} , м/с ²	Ha_{S3} , м/с ²	ω_{3max} , c^{-1}	ω_{3min} , c^{-1}	$H\omega_3$, c^{-1}	ε_{3max} , c^{-2}	ε_{3min} , c^{-2}	$H\varepsilon_3$, c^{-2}
1	10	11.9	0.2	11.7	2.1	-1.1	3.2	8.7	-8.7	17.4
2	15	48.2	19.6	28.6	3.4	-3.4	6.8	57.3	-57.3	114.6
3	20	118.8	53.3	65.5	4.7	-4.6	9.3	146	-146	292
4	25	222.7	102.9	119.8	5.9	-5.9	11.8	276	-276	552
5	30	361	168	193	7.2	-7.2	14.4	448.8	-448.8	896.4

Примечание: v_{Bmax} , a_{Bmax} – максимальные величины линейной скорости и ускорения ползуна; v_{Bmin} , a_{Bmin} – минимальные величины линейной скорости и ускорения ползуна; Hv_B , Ha_B – размах колебаний линейной скорости и ускорения; v_{S3max} , a_{S3max} – максимальные величины линейной скорости и ускорения центра масс шатуна; v_{S3min} , a_{S3min} – минимальные величины линейной скорости и ускорения центра масс шатуна; Hv_{S3} , Ha_{S3} – размах колебаний линейной скорости и ускорения, ω_{3max} , ω_{3min} – максимальная и минимальная величины угловой скорости шатуна; $H\omega_3$ – размах колебаний угловой скорости; ε_{3max} , ε_{3min} – максимальная и минимальная величины углового ускорения шатуна; $H\varepsilon_3$ – размах колебаний углового ускорения.

Анализ расчетов показал, что с увеличением угловой скорости водила в вышеуказанном диапазоне размах колебаний v_{S3} , a_{S3} , ω_3 , ε_3 , v_B , a_B возрастает. Рассмотрим случай, когда планетарно-рычажной механизм имеет две степени подвижности. В этом случае угловая скорость центрального колеса оказывает влияние на угловую скорость сателлита. На основании формулы Виллиса [2] угловая скорость сателлита равна $\omega_2 = -(R_1/R_2) \cdot \omega_1 + (1+R_1/R_2) \cdot \omega_H$.

Угловая скорость центрального колеса отрицательна, если его направление не совпадает с направлением угловой скорости водила. В этом случае угловая скорость сателлита увеличивается

на величину, равную $(R_1/R_2) \cdot \omega_1$, по сравнению с угловой скоростью сателлита при степени подвижности механизма, равной единице. Если направление угловой скорости центрального колеса совпадает с направлением угловой скорости водила, то угловая скорость сателлита уменьшается на величину, равную $-(R_1/R_2) \cdot \omega_1$, по сравнению с угловой скоростью сателлита при степени подвижности механизма, равной единице. Кинематические параметры планетарно-рычажного механизма можно определить по аналитическим выражениям, составленным для планетарно-рычажного механизма с одной степенью подвижности. При этом необходимо учитывать направление вращения и величину угловой скорости центрального колеса.

На основе проведенных исследований можно сделать следующие основные выводы:

1. Составлены аналитические выражения для определения кинематических параметров планетарно-рычажного механизма с одной и двумя степенями подвижности.

2. Установлено, что для механизма с двумя степенями подвижности угловая скорость центрального колеса оказывает влияние на аналитические выражения только лишь сателлита, аналитические выражения для шатуна и ползуна идентичны для аналитических выражений планетарно-рычажного механизма с одной степенью подвижности.

3. Аналитическое выражение, определяющее кинематические параметры планетарно-рычажных механизмов с одной и двумя степенями подвижности, реализовано на компьютере в среде Math CAD 15. По результатам расчетов на компьютере получены закономерности изменений перемещений, скоростей и ускорений рассматриваемых механизмов. При этом выявлено, что для планетарно-рычажного механизма с одной степенью подвижности вариация угловой скорости водила с 5 до 25 с^{-1} приводит к увеличению Hv_B – с 5 до 25 м/с, а Ha_B – с 65 до 1628 м/с^2 . Кроме того, установлено, что для механизма с двумя степенями подвижности при $\omega_H=5 \text{ с}^{-1}$ вариация угловой скорости центрального колеса ω_1 с 10 до 30 с^{-1} приводит к увеличению Hv_B – с 1.38 до 5.9 м/с, а Ha_B – с 65 до 1628 м/с^2 .

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Надеждин И. В. Проектирование рычажных механизмов цикловых машин-автоматов. М.: Машиностроение, 2010. – 232 с.
- [2] Фролов К. В. Теория механизмов и машин. Учебник для втузов. М.: Высшая школа, 2017. – 496 с.

Ташкентский государственный технический
университет им. И.А. Каримова

Дата поступления
11.12.2019

Р.И. Каримов, Н.Н. Бегимов, Ш.А. Садуллаев. Эркинлик даражаси бир ва икки бўлган планетар-ричагли механизмнинг кинематик параметрларини аниқлаш

Мақолада эркинлик даражаси бир ва икки бўлган планетар-ричагли механизм звеноларининг силжииши, тезлик ва тезланишларининг аналитик ифодалари келтирилган. MahtCAD 15 дастуридан фойдаланиб, ҳисоб натижалари бўйича водила ва марказий тишли гилдирак бурчак тезликларининг механизм кинематикасига таъсири тадқиқ этилган.

R.I. Karimov, N.N. Begimov, Sh.A. Sadullaev. Determination of kinematic parameters of the lanetary-levering mechanism with one and two degrees of mobility

The article provides analytical expressions for determining the mixing, speed and acceleration of the links of the planetary-lever mechanism with one and two degrees of mobility. According to the results of calculations on a computer in the environment of Maht CAD 15, the influence of the angular velocity of the carrier, the central wheel on the kinematics of the mechanism in question is studied.

СЕЙСМОДИНАМИКА ПОДЗЕМНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ СЛОЖНОЙ НЕОРТОГОНАЛЬНОЙ КОНФИГУРАЦИИ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СЕЙСМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

В монографии [1] разработаны основы динамической теории сейсмостойкости сложных систем подземных сооружений. Предполагается, что любое рассматриваемое сооружение является удлиненным, разветвляющимся и по простиранию, и по глубине, со сложными как жесткими, так и податливыми соединениями труб в сложном узле.

На сегодняшний день проблема анализа поведения подземных трубопроводов в сейсмических районах является актуальной. Как известно, степень повреждения трубопроводов во время землетрясения зависит от целого ряда факторов: силы сейсмического воздействия и направления распространения сейсмических волн, геологических и гидрогеологических условий (плотность грунтового основания и степень заземления трубопровода в грунте), глубины заложения трубопровода, эксплуатационно-технологических нагрузок и воздействий, конструкции трубопровода и стыков, характеристик материала труб и опор, степени изношенности трубопровода [1–4].

Кроме того, ныне существует ряд других актуальных проблем. Как известно, трубопроводные системы жизнеобеспечения состоят из прямолинейных трубопроводов, присоединенных к узлам из нескольких трубопроводов, состыкованных между собой ортогонально и неортогонально. В этом общем случае действие сейсмической волны будет осуществляться на такую систему трубопроводов при произвольном угле атаки в пространстве. Для подземной системы произвольно расположенных трубопроводов при произвольном угле атаки сейсмического воздействия в пространстве требуется разработать новые расчетные математические модели определения напряженно-деформированного состояния. Это особенно важно для изучения прочности сложных систем подземных сооружений, когда воздействие задается в виде реальных записей произошедших землетрясений.

В настоящее время сильные землетрясения, происшедшие в нашей стране и за рубежом, свидетельствуют о том, что для уменьшения потерь от катастрофических явлений большое значение имеют предварительная оценка опасности от землетрясений и своевременное рассмотрение соответствующих мер (проблемы оценки сейсмического риска и их снижение), направленных на обеспечение прочности и устойчивости подземных сооружений при воздействии сейсмических нагрузок. В этом смысле осуществление целенаправленных научных исследований по совершенствованию численных методов решения задач, расчету сейсмодинамики подземных систем жизнеобеспечения на действие реальных записей (сейсмограмм и акселерограмм) землетрясений является весьма актуальным.

Требуется разработать новые расчетные математические модели, алгоритмы и прикладные программы определения напряженно-деформированного состояния и устойчивости подземных трубопроводов на действие набора реальных записей (сейсмограмм и акселерограмм) землетрясений.

Система дифференциальных уравнений движения подземного трубопровода с естественными граничными и начальными условиями в безразмерном векторном виде [5–7]

$$M \frac{\partial^2 U}{\partial \bar{t}^2} + A \frac{\partial^2 U}{\partial \bar{x}^2} + B \frac{\partial U}{\partial \bar{x}} + CU = U_0, \quad (1)$$

$$\left[\bar{A} \frac{\partial U}{\partial \bar{x}} + \bar{B} U \right] \delta U \Big|_{\bar{x}} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \bar{t}} \delta U \Big|_{\bar{t}} = 0, \quad (3)$$

где $M, A, B, C, \bar{A}, \bar{B}$ – матрицы шестого порядка.

Система дифференциальных уравнений движения узла с естественными начальными условиями в безразмерном векторном виде

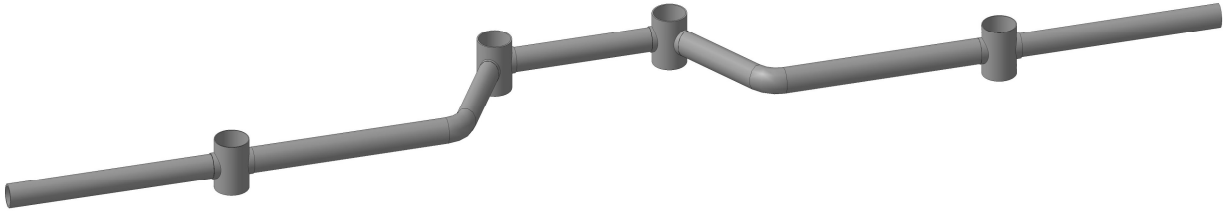
$$K \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} + LY = Y_0, \quad (4)$$

$$Q \frac{\partial Y}{\partial t} \delta Y \Big|_{\bar{t}} = 0, \quad (5)$$

где K, L, Q – матрицы шестого порядка; Y_0 – перемещения грунта при землетрясении.

Рассмотрим неортогонально соединенную систему трубопроводов. На рисунке приведена система трубопроводов и колодцев неортогональной конфигурации, которая моделируется как твердое тело с жесткими соединениями, взаимодействующее с грунтом. Колодцы имеют цилиндрическую форму, в соответствии с которой вычисляются массовые моменты инерции и коэффициенты взаимодействия с грунтом. Изучим влияние величины массы колодца на напряженное состояние подземного трубопровода при воздействии пространственной сейсмической нагрузки.

Подземный трубопровод длиной 172 м, к которому присоединены 4 узла на участках 41 м, 85 м, 88 м и 132 м, приведен на рисунке.



Участок сложной системы подземных трубопроводов неортогональной конфигурации

В качестве примера рассмотрим следующую задачу. Выбираем механические и геометрические параметры подземного трубопровода и грунта 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; $I_y=I_z=\pi(D_H^4 - D_B^4)/64$ м⁴; $I_p=\pi(D_H^4 - D_B^4)/32$ м⁴; $l=172$ м; $k_x=1.5 \cdot 10^4$ кН/м³; $\mu_{грунт}=0.2$; $\mu_{труба}=0.3$; $u_0=a_0 \sin \omega(t-x/C_p)$; $a_0=0.008$ м; $C_p=500$ м/с.

Для колодца: $E=2.5 \cdot 10^4$ МПа; $\rho=2.5 \cdot 10^3$ кг/м³; $D_H^{uz}=1$ м; $D_B^{uz}=0.9$ м; $H_{uz}=1$ м; $m_1=\pi \cdot H_{uz}/4 \cdot (D_H^{uz2} - D_B^{uz2}) \cdot \rho$; $m_2=\pi \cdot R_H^{uz2} \cdot h_{uz} \cdot \rho$; $m_{uz}=V_1 \cdot \rho$; $I_x^{uz}=I_y^{uz}=m_1/12 \cdot H_{uz}^2 + 1/2 \cdot m_2 \cdot R_H^{uz2}$ м²; $I_z^{uz}=m_1/2 \cdot (R_H^{uz2} + R_B^{uz2}) + m_2 \cdot R_H^{uz2}$ м²; $V_1=\pi \cdot H_{uz}/4 \cdot (D_H^{uz2} - D_B^{uz2}) + 2 \cdot \pi \cdot R_H^{uz2} \cdot h_{uz}$; $k_x^{uz}=0.5 \cdot 10^4$ кН/м³; $k_{y,z}^{uz}=1.3 \cdot 10^4$ кН/м³.

Рассмотрим влияние произвольных сейсмических воздействий на сложный неортогональный подземный трубопровод под разными углами падения сейсмической волны $\alpha=30^\circ$, $\beta=30^\circ$. Результаты решения задачи представлены в табл. 1–4.

При воздействии произвольных сейсмических нагружений (в том числе реальных записей землетрясений) в сечениях подземного трубопровода возникает сложное напряженно-деформируемое состояние.

В табл. 1 приведены значения полного напряжения (σ_y^+) сложного неортогонального подземного трубопровода (см. рисунок) при произвольном угле атаки воздействия в заданные моменты времени. Определяются опасные точки возникновения максимальных полных напряжений (σ_z^+ , σ_z^-) подземных трубопроводных систем вдоль оси и по времени при воздействии сейсмического нагружения под произвольным углом атаки в пространстве. Узел играет важную роль в геометрически сложных участках (см. табл. 1-2, $x=81$ м, $x=85$ м, $x=88$ м, $x=92$ м) подземного трубопровода за счет взаимовлияния изгибающих моментов и продольного усилия.

Если в конструкции используются жесткие соединения на поверхности контакта, то рядом с контактом будут развиваться дополнительные напряжения изгиба и сдвига.

Таблица 1

Значения полных напряжений (σ_y^+) трубопровода при углах падения сейсмической волны $\alpha=30^\circ$, $\beta=30^\circ$

t, c	σ_y^+ (МПа), $x=41$ м	σ_y^+ (МПа), $x=81$ м	σ_y^+ (МПа), $x=85$ м	σ_y^+ (МПа), $x=88$ м	σ_y^+ (МПа), $x=92$ м	σ_y^+ (МПа), $x=132$ м
0.1	-19.1178	-5.08267	-10.3607	-0.13438	-2.56355	-0.44485
0.2	32.28492	3.483252	9.557359	3.332706	4.247234	-24.3765
0.3	-12.9814	2.213378	5.613973	6.062049	9.41226	32.98686
0.4	-19.1922	-5.81939	-16.0399	-9.9335	-14.6186	-9.65931
0.5	32.15982	3.621034	10.4013	3.891726	5.230383	-23.3541
0.6	-12.9669	2.202807	5.634461	6.047844	9.394959	33.02884
0.7	-19.1925	-5.82242	-16.036	-9.93724	-14.6227	-9.66912
0.8	32.15952	3.620051	10.40165	3.890236	5.228723	-23.3579
0.9	-12.967	2.202503	5.63441	6.0473	9.394348	33.02762
1	-19.7339	-5.83837	-16.0901	-9.90917	-14.5694	-8.98562

В табл. 2 приведены значения полного напряжения (σ_y^-) сложного неортогонального подземного трубопровода (см. рисунок) при произвольном угле атаки воздействия в заданные моменты времени.

Таблица 2

Значения полного напряжения (σ_y^-) трубопровода при углах падения сейсмической волны $\alpha=30^\circ$, $\beta=30^\circ$

t, c	σ_y^- (МПа), $x=41$ м	σ_y^- (МПа), $x=81$ м	σ_y^- (МПа), $x=85$ м	σ_y^- (МПа), $x=88$ м	σ_y^- (МПа), $x=92$ м	σ_y^- (МПа), $x=132$ м
0.1	-19.4881	-3.54917	0.849339	-2.08429	-4.62965	-0.44607
0.2	32.21486	4.976534	6.242915	1.454166	4.946198	-24.7785
0.3	-12.7359	3.572464	5.254654	3.184729	8.942668	33.18117
0.4	-19.3961	-8.77961	-12.1117	-4.82392	-14.7402	-9.73973
0.5	32.11315	5.224049	6.854542	1.678435	5.845924	-23.5529
0.6	-12.7169	3.561274	5.259651	3.157159	8.906598	33.28178
0.7	-19.3957	-8.78331	-12.1124	-4.83177	-14.7486	-9.7316
0.8	32.11285	5.2227	6.853522	1.675875	5.843265	-23.5511
0.9	-12.717	3.560824	5.25916	3.156314	8.905763	33.28238
1	-19.9336	-8.80162	-12.1292	-4.81309	-14.7086	-9.04207

В табл. 3 приведены значения полного напряжения (σ_z^+) сложного неортогонального подземного трубопровода (см. рисунок) при произвольном угле атаки воздействия в заданные моменты времени.

Таблица 3

Значения полного напряжения (σ_z^+) трубопровода при углах падения сейсмической волны $\alpha=30^\circ$, $\beta=30^\circ$

t, c	σ_z^+ (МПа), $x=41$ м	σ_z^+ (МПа), $x=81$ м	σ_z^+ (МПа), $x=85$ м	σ_z^+ (МПа), $x=88$ м	σ_z^+ (МПа), $x=92$ м	σ_z^+ (МПа), $x=132$ м
0.1	-19.05	-29.4019	10.50646	14.16663	-8.31782	-0.44515
0.2	32.34083	28.25908	-20.9636	-22.6152	14.29195	-24.1502
0.3	-13.0951	17.47751	-11.9418	-15.6854	32.63343	32.99797
0.4	-19.1349	-47.445	34.93998	41.15538	-50.2169	-9.77176
0.5	32.21565	29.93305	-22.8873	-25.3473	17.60114	-23.2067
0.6	-13.0805	17.50062	-12.0268	-15.7788	32.61183	33.00823
0.7	-19.1349	-47.4367	34.91994	41.13246	-50.214	-9.79129
0.8	32.21545	29.93504	-22.8917	-25.3521	17.60182	-23.2137
0.9	-13.0805	17.50127	-12.0279	-15.7799	32.61205	33.00602
1	-19.6784	-47.5764	35.04335	41.23889	-50.0214	-9.11008

Здесь узлы на сложных участках подземного трубопровода играют важную роль, так как около узлов полные напряжения увеличиваются (см. табл. 3–4, в $x=81$ м, $x=85$ м, $x=88$ м, $x=92$ м). Это связано с изгибными деформациями.

В табл. 4 приведены значения полного напряжения (σ_z^-) сложного неортогонального подземного трубопровода (см. рисунок) при произвольном угле атаки воздействия в заданные моменты времени.

На неортогональных сложных участках подземного трубопровода (см. табл. 3–4; в сечениях $x=81$ м, $x=85$ м, $x=88$ м, $x=92$ м, $x=132$ м) около узлов полные напряжения (σ_z^+ , σ_z^-) увеличиваются.

Таблица 4

Значения полного напряжения (σ_z) трубопровода при углах падения сейсмической волны $\alpha=30^\circ$, $\beta=30^\circ$

t, c	σ_z^- (МПа), $x=41$ м	σ_z^- (МПа), $x=81$ м	σ_z^- (МПа), $x=85$ м	σ_z^- (МПа), $x=88$ м	σ_z^- (МПа), $x=92$ м	σ_z^- (МПа), $x=132$ м
0.1	-19.556	20.77008	-20.0178	-16.3853	1.124619	-0.44576
0.2	32.15896	-19.7993	36.76391	27.40205	-5.09851	-25.0048
0.3	-12.6222	-11.6917	22.81047	24.93215	-14.2785	33.17006
0.4	-19.4534	32.84595	-63.0916	-55.9128	20.85807	-9.62728
0.5	32.05732	-21.088	40.14316	30.91744	-6.52484	-23.7002
0.6	-12.6034	-11.7365	22.92091	24.9838	-14.3103	33.30239
0.7	-19.4532	32.83097	-63.0683	-55.9015	20.84264	-9.60944
0.8	32.05692	-21.0923	40.14683	30.91824	-6.52984	-23.6954
0.9	-12.6036	-11.7379	22.92144	24.98355	-14.3119	33.30398
1	-19.989	32.9364	-63.2627	-55.9611	20.74341	-8.91761

Как видно из результатов табл.1–4, напряженно-деформируемое состояние сложного неортогонального подземного трубопровода зависит от углов падения сейсмической волны α и β , что и следовало ожидать. В дальнейшем необходимо провести окончательные оценки влияния узловых масс на НДС систем трубопроводов с учетом их геометрических параметров.

Выводы. Проведенные теоретические и вычислительно-экспериментальные исследования решают проблемы оценки напряженно-деформируемого состояния подземных трубопроводов сложной неортогональной конфигурации при сейсмических нагружениях, направленных произвольно относительно главных осей трубопровода. Решены новые задачи, связанные с исследованием НДС трубопроводных систем сложной конфигурации при воздействии сейсмических нагрузок в произвольном направлении. Исследовано поведение неортогонально присоединенных трубопроводов в узлах с колодцем.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Рашидов Т.Р. Динамическая теория сейсмостойкости сложных систем подземных сооружений. Ташкент: Фан, 1973. – 180 с.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] Бекмирзаев Д.А. Численный метод решения сейсмодинамики подземных трубопроводов. Ташкент: «Fan va texnologiya», 2018. – 148 с.
- [5] Rashidov T.R., Bekmirzaev D.A. Seismodynamics of Pipelines Interacting with the Soil // Soil Mechanics and Foundation Engineering. Vol. 52. New York. July 2015. Issue 3. P. 149–154.
- [6] Rashidov T.R., Yuldashev T., Bekmirzaev D.A. Seismodynamics of underground pipelines with arbitrary direction of seismic loading // Soil Mechanics and Foundation Engineering. Vol. 55. New York. September 2018. Issue 4. P. 243–248.
- [7] Bekmirzaev D.A., Rashidov T.R. Mathematical Simulation and Solution of the Problem of Seismodynamics of Underground Pipelines // Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies. 2015. Issue 8. P. 1046–1055.

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

Дата поступления
03.12.2019

Д.А. Бекмирзаев. Фазовый сейсмик кучлар таъсиридаги мураккаб ноортогонал шаклдаги ер ости қувурларининг сейсмодинамикаси

Ихтиёрый йўналган сейсмик кучлар таъсиридаги фазовий жойлашган тугунлар билан боғланган ер ости қувурлар тизими сейсмодинамикасининг умумий ҳаракат дифференциал тенгламалар тизими Гамильтон–Остроградский вариацион принципи асосда шакллантирилди. Ихтиёрый йўналган сейсмик кучлар таъсиридаги мураккаб ноортогонал шаклдаги ер ости қувурлар тизими сейсмодинамикасининг сонли тадқиқодлари ўтказилди.

D.A. Bekmirzaev. Seismodynamics of underground pipelines of complex northogonal configuration under the influence of spatial seismic load

Based on the Hamilton – Ostrogradsky variational principle, the formulation and general systems of differential equations of motion of seismodynamics of spatially located pipeline systems with nodal joints for an arbitrary angle of attack are presented. Numerical studies of seismodynamics of underground piping systems of complex non-orthogonal configuration at an arbitrary angle of attack have been carried out.

СЕЙСМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ПОДЗЕМНЫЙ ПОЛИМЕРНЫЙ ТРУБОПРОВОД В ВИДЕ РЕАЛЬНЫХ ЗАПИСЕЙ ЗЕМЛЕТРЯСЕНИЙ

В сейсмически активных районах при проектировании и строительстве подземных сооружений должны учитываться реальные перемещения грунта в случае возможных землетрясений. Важное значение в решении этой проблемы имеют разработка и совершенствование методов расчета подземных сооружений, учитывающих реальные взаимодействия сооружения с окружающим грунтом при динамических воздействиях. Фактические данные о поведении подземных сооружений при сильных землетрясениях свидетельствуют о влиянии на напряженно-деформированное состояние физико-механических свойств грунта и сооружения, характера сейсмического воздействия, конструктивных особенностей, геометрических размеров и глубины заложения подземного сооружения. Исследование сейсмостойкости подземных сооружений с учетом всех этих факторов в комплексе предопределяет применение численных методов расчета, ориентированных на использование вычислительных средств.

В работах [1, 2] изучены продольные колебания подземных полимерных трубопроводов при сейсмических нагружениях в гармоническом виде. Разработаны алгоритм и программа расчета на сейсмостойкость, при этом вязкоупругие свойства материала трубопровода учитываются посредством применения модели Фойгта. Для развития этого рассмотрим продольные колебания подземных вязкоупругих трубопроводов на действие реальных записей землетрясений.

Рассмотрим продольные колебания прямолинейного конечного участка подземного трубопровода с применением модели Кельвина – Фойгта. В этом случае зависимость между напряжением – деформацией имеет вид

$$\sigma = E\varepsilon + \eta \frac{\partial \varepsilon}{\partial t}. \quad (1)$$

Если учесть соотношение (1), общее дифференциальное уравнение продольных колебаний подземного полимерного трубопровода примет вид

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

где E – модуль упругости; η – коэффициент вязкости; R – внешний радиус трубопровода; r – внутренний радиус трубопровода; u_0 – смещение грунта.

Введём следующие безразмерные величины: $\bar{x} = lx$, $\bar{u} = 2Ru$, $\bar{t} = t_0 \cdot t$. С учетом безразмерного времени перемещения и координат уравнение (2) формулируется в следующем безразмерном виде:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \bar{t}^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial \bar{x}^2} + \varphi \frac{\partial^3 u}{\partial \bar{x}^2 \partial \bar{t}} - D k_x(x)(u - u_0). \quad (3)$$

$$\text{Здесь } D = \frac{2Rl^2}{E(R^2 - r^2)}, \quad \varphi = \frac{\eta}{Et_0}.$$

Рассмотрим случай выполнения граничных условий, когда оба конца трубы защемлены:

$$u(0, t) = 0, \quad u(l, t) = 0. \quad (4)$$

Начальные условия

$$u|_{t=0} = u_{i,0} = 0; \quad \dot{u}|_{t=0} = \dot{u}_{i,0} = 0. \quad (5)$$

Соотношение, описывающее перемещение грунта вдоль оси трубопровода, может быть задано в произвольном виде, например, в виде гармонической и затухающей гармонической нагрузки, бегущей волны переменной интенсивности, импульсивной нагрузки, а также в виде сейсмограмм реальных записей землетрясений [2].

С учетом начальных условий (5) уравнение решается с использованием прямой и обратной прогонки при каждом шаге времени τ ($0 < j < M$). С изменением граничных условий при $i=1$ и $i=N$ и начальных условий при $j=0$ соответственно изменяются приведенные алгоритмы.

Определение НДС подземных сооружений в рамках динамической теории сейсмостойкости подземных сооружений может быть решено вполне точно в пределах постановки задачи, если известны законы движения почвы при землетрясениях и сопротивление грунта движению трубопровода. При расчете сооружений на сейсмостойкость используются такие варианты задания движений почвы при землетрясениях, как гармонический закон, затухающая по времени синусоида, импульс, повторный импульс и реальные записи землетрясений в виде сейсмограмм, велосиграмм и акселерограмм. Задание закона сейсмического движения грунта в виде реальных записей землетрясений является наиболее естественным [3–6].

Рассмотрим подземный полимерный трубопровод, взаимодействующий с грунтом, при действии сейсмического движения грунта в виде реальных записей землетрясений. Граничные условия (4) при колебании подземного полимерного трубопровода и начальные условия приняты как в (5). Геометрические, физические и механические параметры полимерной трубы и грунта следующие: $E=5 \cdot 10^8$ Па, $\rho=940$ кг/м³, $l=20$ м, $R_n=0.110$ м, $R_b=0.1037$ м, $\eta=7.7 \cdot 10^5$ Па·с, $a_0=5,2 \cdot 10^{-3}$ м, $k_N=8 \cdot 10^4$ кН/м. Сейсмическое перемещение грунта вдоль оси трубопровода примем в виде сейсмограммы.

Результаты численной реализации приведены на рис. 1–5 в виде изменения продольного перемещения и напряжения вдоль оси трубопровода при заданном времени и по времени в сечениях трубопровода при действии реальной записи землетрясений.

На рис. 1 приведен график изменения значения перемещений грунта и трубопровода по времени и вдоль оси трубопровода при заданном времени, а также показано сопоставление результатов перемещения трубопровода и грунта. Продольные колебания трубопровода и грунта по фазе совпадают, но в трубопроводе перемещения в два раза меньше, чем в грунте.

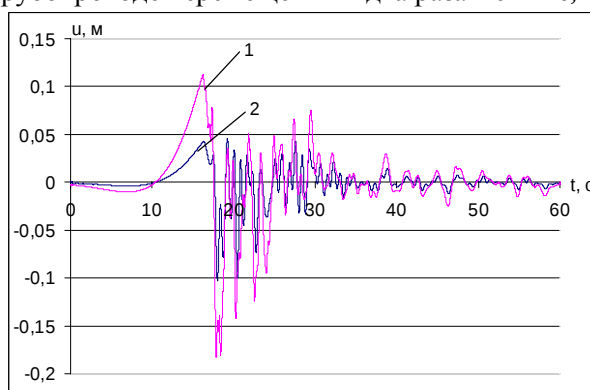


Рис. 1. Изменение продольного перемещения u по времени: 1 – грунт; 2 – трубопровод $x=1$ м (L'Aquila Italy Earthquake, 6 апреля 2009 г.)

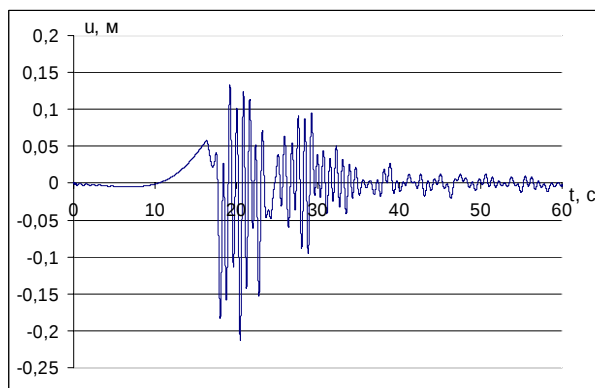


Рис. 2. Изменение продольного перемещения u трубопровода по времени $x=10$ м

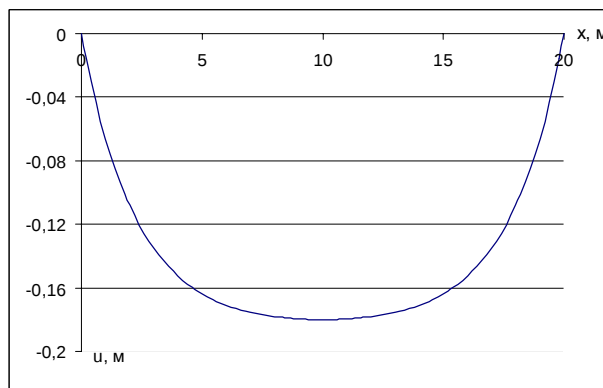


Рис. 3. Изменение максимального перемещения трубопровода при заданном времени $t=17,91$ с

На рис. 2 и 3 приведены изменения значений продольного перемещения по времени в сечении $x=10$ м и вдоль оси трубопровода в момент времени $t=17,91$ с при действии сейсмической

нагрузки по реальной записи землетрясения. Из рис. 2 видно, что величина колебаний трубопровода в точке $x=10$ м больше, чем в точке $x=1$ м (см. рис.1). Установлено, что за счет влияния граничных условий перемещения трубопровода на двух концах равны нулю, а в середине трубопровода перемещения подвергаются максимальным значениям (см. рис. 3).

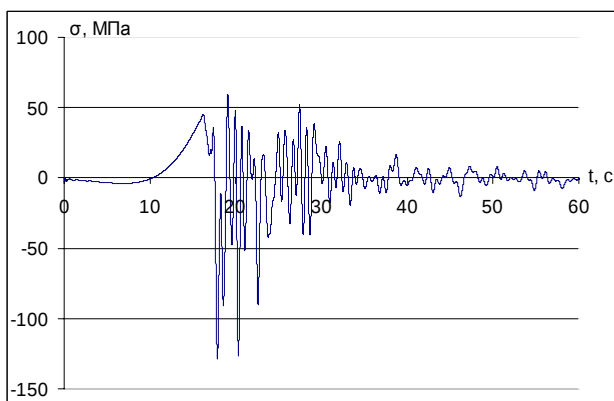


Рис. 4. Изменение продольного напряжения трубопровода по времени в сечении $x=0$

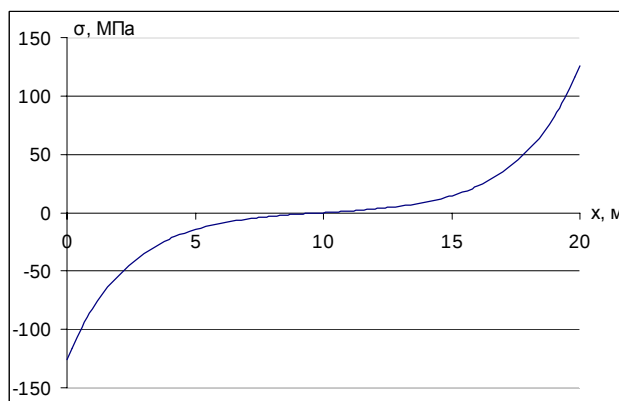


Рис.5. Изменение максимального напряжения трубопровода при заданном времени $t=17.91$ с

Из графиков, приведенных на рис. 4 – 5, видно, что напряжение трубопровода совпадает с заданной записью реального землетрясения, а на рис. 5 видно, что на заземленных концах трубопровода напряжения приобретают максимальные значения при времени $t=17.91$ с.

Таким образом, определено НДС полимерных трубопроводов при различных граничных условиях, т.е. в условиях заземления обоих концов трубопровода, а также при условии податливого заземления левого конца и свободного правого конца полимерного трубопровода с учетом реальных записей сейсмограмм землетрясений.

Расчет подземного сооружения при воздействии зафиксированных реальных сейсмограмм учитывает все особенности сейсмического процесса, содержащиеся в сейсмограммах, и поэтому более объективно характеризует поведение сооружения при сейсмическом воздействии, позволяет вычислить истинные напряжения в теле исследуемого объекта. Это обеспечивает возможность проводить более точные вычисления максимальных напряжений в подземном трубопроводе и сформулировать более надежный вывод о сейсмостойкости конкретного трубопровода для грунтовых условий на площадке строительства, а также предложить для проектировщиков и строителей пути обеспечения сейсмостойкости рассматриваемых объектов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Рашидов Т. Динамическая теория сейсмостойкости сложных систем подземных сооружений. Ташкент: Фан, 1973. – 179 с.
- [2] Rashidov T.R., Nishonov N.A. Seismic Behavior of Underground Polymer Piping with Variable Interaction Coefficients // Soil Mechanics and Foundation Engineering. Vol.53. July 2016. New York. Issue 3. P. 196–201.
- [3] Рассказовский В.Т. Основы физических методов определения сейсмических воздействий. Ташкент: Фан, 1973. -160 с.
- [4] Баркан Д.Д. Сейсмовзрывные волны и действие их на сооружения. М.;Л.: Стройиздат. Наркомстроя, 1945. – 50 с.
- [5] Назаров А.Г. Метод инженерного анализа сейсмических сил. Ереван: Изд-во АН Армении, 1959. – 286 с.
- [6] Пучков С.В. Закономерности колебаний грунта при землетрясении. М.: Наука, 1974. – 120 с.

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

Дата поступления
03.12.2019

Н.А. Нишонов. Ер ости полимер қувурларига зилзиланинг реал ёзувлари қўринишидаги сеймик таъсирлар
Мақолада зилзиланинг танлаб олинган реал ёзувлари қўринишидаги таъсирларда ер ости полимер қувурларининг сейсмодинамикаси тадқиқ қилинган. Чекли айырмалар усулидан фойдаланиб, зилзиланинг танлаб олинган реал ёзувлари қўринишидаги таъсирларда ер ости полимер қувурларини ҚДХ ҳисоблаш алгоритми ишлаб чиқилган ва дастури яратилган. Ер ости полимер қувурларини нисбий кўчиши ва кучланишини график қўринишидаги қўп сонли натижалари олинган.

УДК 624.012.45

Х.А. АКРАМОВ, Ш.А.УМАРОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БАЛОК С КОМПОЗИТНЫМ АРМИРОВАНИЕМ

Введение. Интерес к использованию композитной арматуры растёт с каждым годом. Это наглядно видно в научных и научно-практических публикациях, которые посвящаются изучению, а также использованию композитных материалов в строительстве [1–6]. По той причине, что установленные правила и нормы проектирования бетонных конструкций с композитными материалами всё еще недостаточно развиты, существуют препятствия для широкого применения этой технологии в инженерной практике. Следовательно, методы расчёта конструктивных элементов в наши дни являются одной из важнейших задач в совершенствовании и изучении напряженно-деформированного состояния бетонных элементов, армированных композитной арматурой. Следует заметить, что здесь важнейшую роль играют современные вычислительные комплексы. В изучении напряженно-деформированного состояния широко используются программные комплексы, такие как «Ли́ра 9.6. Модель изучаемых балок». По предварительным расчетам установлено, что элементы разрушаются при достижении напряжений в нижней растянутой арматуре предела текучести.

Цель и методика численного исследования. Комбинированное армирование – двойное армирование, нижняя арматура которого выполнена из арматурных сталей, а верхняя – из композитной арматуры. Здесь цель работы – определить напряженно-деформированное состояние неразрезных бетонных балок с композитным армированием. При действии сосредоточенных нагрузок на двухпролетные бетонные балки приведены три серии поведения балок. Схема нагружения и геометрические параметры приведены на рис.1.

Геометрические характеристики балок: размеры поперечного сечения $160 \times 300(h)$ мм. Для изготовления балок использован бетон класса В30. Нижнее армирование всех серий выполнено из $2\varnothing 10$ мм класса А400, верхнее армирование – из стеклопластиковой арматуры ($R_s=1000$ МПа): первая серия – $2\varnothing 10$ мм; вторая – $2\varnothing 12$ мм, третья – $2\varnothing 14$ мм.

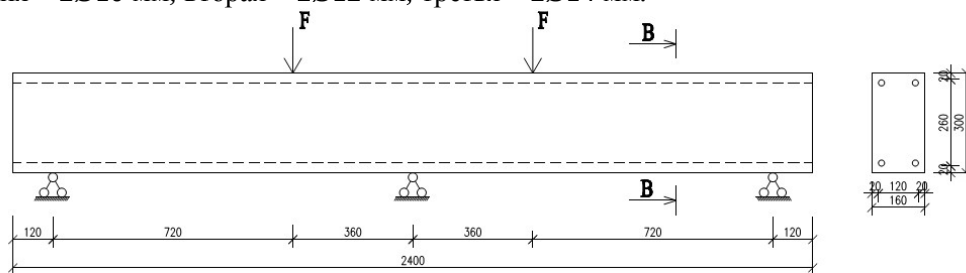


Рис. 1. Схема нагружения и геометрические параметры исследуемых балок

При помощи программы «Ли́ра 9.6» с учётом объемного напряженного состояния произведено моделирование напряженно-деформированного состояния балок. При типе жесткости 236 приведены объёмные конечные элементы бетонных балок для прочностного расчёта континуальных объектов. Конечный элемент типа жесткости 210 установлен при моделировании стеклопластиковой и металлической арматуры, что дает возможность рассчитать все виды стержневых систем с учетом физической нелинейности материала (рис. 2).

Предварительные расчеты балок показали, что разрушение элементов произойдет вследствие достижения напряжений в нижней (пролетной) растянутой арматуре предела текучести. На

основании этого возможность разрушения балок по бетону сжатой зоны не рассматривалась. Диаграмма « σ_b - ϵ_b » для бетона принята трехлинейной в соответствии с рекомендациями [4].

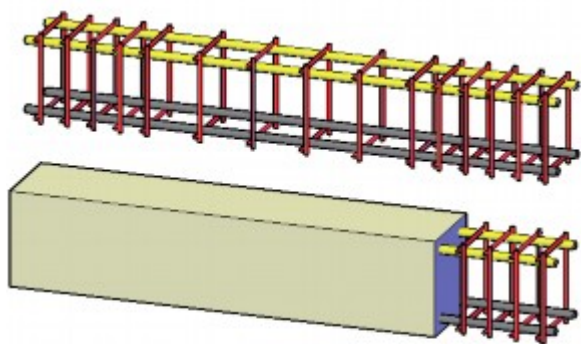


Рис. 2. Общий вид модели балок

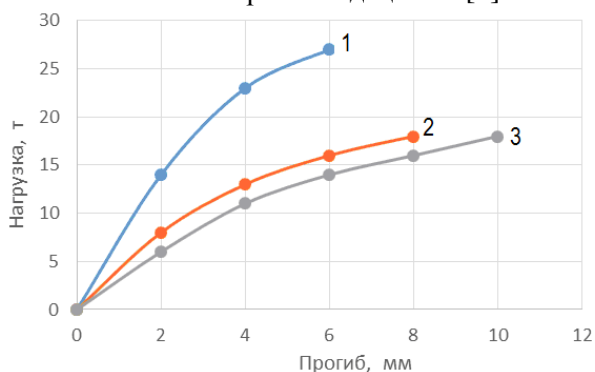


Рис. 3. Зависимость напряжений от нагрузок: 1– первой серии; 2 – второй серии; 3 – третьей серии

Результаты исследования. При разных этапах нагружения балок удалось получить схемы расположения трещин, а также схемы деформирования балок. Прочность балок возрастает с увеличением диаметра верхнего армирования. При помощи моделирования установлены разрушающие нагрузки для первой, второй и третьей серии балок. За прогиб балки, который находится в точке приложения сосредоточенных сил, принимается перемещение узла. Отметим, что жесткость балок при разрушающей нагрузке равна нулю, но значение прогибов при разрушающей нагрузке вдвое больше прогибов, полученных расчетом при упругой работе данных материалов: для первой серии – 9.2 мм, для второй серии – 6.3 мм, для третьей серии – 2.6 мм. На рис.3 показаны зависимости напряжений от приложенных нагрузок в сжатых и растянутых стержнях. С учетом рис.3 растягивающие арматуры можно подразделить на следующие три участка:

- первый участок – соответствует работе элемента без образования трещин, т.е. в растянутых зонах бетона при нагрузке 0.8 тс.;
- второй участок – в пролетных сечениях растянутой арматуры начинают появляться неупругие деформации;
- третий участок – соответствует пластической работе пролетной арматуры.

По рис.3 можно вывести точку резкого перегиба балки с уменьшением жесткости до 0. Во время образования пластического шарнира в пролетных сечениях выведенная точка соответствует нагрузке на балку. В данный момент напряжение арматурной стали, которая располагается в нижней зоне пролетного сечения, достигает 390 МПа. Напряжение в растянутой стеклопластиковой арматуре составляет примерно 480 – 730 МПа. Напряжение стальной арматуры в пролетах равно 1.1 – 1.64 МПа по отношению к напряжению в стеклопластиковой арматуре в опорном сечении. Значение нагрузки, в момент которой образуется пластический шарнир в пролетном сечении для первой серии, составляет 14.2 тс, во второй – 14.3 тс. Для третьей серии по сжатой зоне бетона происходит разрушение: по вышеуказанной программе можно увидеть распределение напряжений при разрушающих нагрузках в бетоне по высоте сечения балок. При разрушении бетона напряжение в наиболее сжатых волокнах достигает в пролетных сечениях в бетоне 20 – 28 МПа, в опорном сечении – 22 – 26 МПа, что соответствует его прочности на растяжение. Погрешность моделирования сжатой зоны в пролетных сечениях в первой серии составляет 6 см, во второй и третьей – 3 см, в опорном сечении 1- и 2-й серии – 4, а 3 – 5 см. Отметим, что на приведённых графиках показана нелинейная работа бетона. Это соответствует реальной работе бетона сжатых зон изгибаемых элементов. В момент образования трещин в опорном и пролетных сечениях балки первые из них в конечных элементах появились в опорном сечении при нагрузке 0.6–1.1 МПа. В пролетных сечениях трещины появились при нагрузке 1.2–1.5 МПа.

Выводы. По результатам моделирования напряженно-деформированного состояния двух пролетных не разрезанных бетонных балок с композитным армированием с верху с учетом нелинейных диаграмм деформирования материалов, которые можно сопоставить с теоретическими данными, определяемыми действующими нормами проектирования, отклонения по всем качественным показателям не превышают 9.5%. По расчетам моделирования балок с помощью программы Лира 9.6. схема расположения трещин соответствует реальным геометрическим схемам расположения трещин. Использование композитной арматуры в качестве верхнего армирования в не-

разрезанных бетонных балках является экономичным и весьма перспективным способом формирования балочных междуэтажных перекрытий сооружений и зданий.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] ГОСТ 31938-2012. Арматура композитная полимерная для армирования бетонных конструкций. Общие технические условия. М., 2013. – 42 с.
- [2] Рахмонов А.Д., Соловьев Н.П. Предложения по применению композитной арматуры в каркасах зданий // Вестник СиБАДИ. 2013. №5. С. 98 – 104.
- [3] Свод правил СП 63.13330-2012. Бетонные и железобетонные конструкции. Основные положения. Актуализированная редакция СНиП52-01-2003. М.: НИИЖБ, 2012. – 153 с.
- [4] Турчанинов В.И., Салихов В.М., Анохин А.В. Использование композитной арматуры в бетонных конструкциях // Международная научно-техническая конференция «Инновационные строительные технологии, теория и практика», посвященная 30-летию юбилею кафедры строительных конструкций. Оренбург, 2013. С. 193–198.
- [5] Акрамов Х.А., Нуритдинов Х.Н. Бетон ва темирбетон буюмлари ишлаб чиқариш технологияси. Дарслик. Тошкент, Ўзбекистон файласуфлар миллий жамияти, 2011. – 254 б.
- [6] Рахмонов А.Д. Исследование напряженно-деформированного состояния балок с комбинированным армированием // Журнал «Современные проблемы науки и образования». 2013. № 6.

Ферганский политехнический институт

Дата поступления
5.12.2019

Х.А. Акрамов, Ш.А. Умаров. Композитли арматураланган балканинг кучланганлик-деформацияланганлик ҳолати тадқиқоти

Ушбу мақолада жамланган кучлар таъсири остида икки оралиқли композит арматуралар билан арматураланган тўсин мустақамлиги ўрганилган. Композит арматурали тўсинларни уч ўлчамли моделини орқали кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатлари кўриб чиқилди. Уч турдаги намуналар ўрганилган. Метал ва композит арматуралар билан аралаш арматураланган тўсинларни ўрганиб якуний натижалар олинди ва кучланганлик-деформацияланганлик ҳолати тўсиннинг юқори қисмида жойлашган (композит) арматуранинг фоизига (%) боғлиқлиги аниқланган.

H.A. Akramov, Sh.A. Umarov. The study of the stress-strain state of beams with composite reinforcement

This article studies the operation of two composite reinforcement span beams under concentrated forces. With the participation of a three-dimensional model, the nature of the stress-strain state of beams with composite reinforcement on the basis of computer modeling is considered. Three series of samples were studied. In the course of numerical study of non-cut beams reinforced with metal and composite reinforcement, final results were obtained, as well as on increase of percentage (%) of reinforcement of upper (composite) reinforcement the dependence of stressed-deformed state was established.

УДК 534.014.2

Р.И. ПАРОВИК, Р.Т. ЗУННУНОВ

АНАЛИЗ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ДРОБНОГО ОСЦИЛЛЯТОРА

В работе [1] при описании затухающих колебаний предложено использовать модель дробного осциллятора, которую можно получить на основе следующего закона движения:

$$p(x,t) = \int_0^t G(t-\tau)F(x,\tau)d\tau, \quad (1)$$

где $p(x,t) = \dot{x}(t)$ – импульс; $G(t)$ – функция наследственности (памяти); $F(x,t)$ – функция, определяющая результирующую всех сил, действующих на материальную точку.

Функция памяти $G(t)$ определяет изменение импульса $p(x,t)$ в ответ на действующую силу $F(x,t)$. Для колебательной системы без диссипации функция памяти – функция Хевисайда, что соответствует консервативной системе с идеальной памятью, при этом импульс не меняется после воздействия силы. Система с диссипацией постепенно «забывает» первоначальное силовое воздействие и функция Хевисайда «размывается», переходя в простейшем случае к двухпараметрической степенной функции:

$$G(t) = \frac{b}{\Gamma(\alpha)t^{\alpha-1}}, \quad 0 < \alpha \leq 1, \quad (2)$$

где b – положительный параметр; $\Gamma(\alpha)$ – гамма-функция; α – интенсивность диссипации энергии. Если подставить соотношение (2) в уравнение (1) и обратить интеграл, то мы получаем

$$\partial_{0t}^{\beta} x(\tau) = bF(x, t), \quad (3)$$

где $\partial_{0t}^{\beta} x(\tau) = \frac{1}{\Gamma(2-\beta)} \int_0^t \ddot{x}(\tau) d\tau (t-\tau)^{\beta-1}$; $\beta=\alpha+1$ – дробная производная в смысле Герасимова – Капуто [2,3]. Пусть результирующая сила имеет вид

$$F(x, t) = \frac{1}{b} (f \cos(\omega t) - \lambda \partial_{0t}^{\gamma} x(\tau) - \omega_0^{\beta} x(t)), \quad (4)$$

где λ – коэффициент трения; ω_0 – собственная частота; f, ω – амплитуда и частота внешнего периодического воздействия, $0 < \gamma \leq 1$. С учетом соотношения (4) уравнение (3) примет вид

$$\partial_{0t}^{\beta} x(\tau) + \lambda \partial_{0t}^{\gamma} x(\tau) - \omega_0^{\beta} x(t) = f \cos(\omega t). \quad (5)$$

Уравнение (5) описывает вынужденные колебания дробного линейного осциллятора и в случае, когда $\beta=2, \gamma=1$, описывает классический линейный осциллятор с трением.

Исследуем вынужденные колебания дробного осциллятора (5), для чего воспользуемся методом гармонического баланса. Найдем решение уравнения (5) в виде

$$x(t) = A \cos(\omega t + \delta), \quad (6)$$

где A и δ – амплитуда и фаза установившихся колебаний. Подставив (6) в (5) и произведя ряд преобразований, получим следующие соотношения:

$$A = \frac{f}{\sqrt{\omega^{2\beta} + \omega_0^{2\beta} + \lambda \omega^{\gamma} (\lambda \omega^{\gamma} + 2\omega^{\gamma} \cos((\beta - \gamma)\pi/2) + 2\omega_0^{\beta} \cos(\gamma\pi/2)) + 2\omega_0^{\beta} \omega^{\beta} \cos(\beta\pi/2)}}, \quad (7)$$

$$\delta = \arctan \left(- \frac{(\omega^{\beta} \sin(\beta\pi/2) + \lambda \omega^{\gamma} \sin(\gamma\pi/2))}{\omega_0^{\beta} + \lambda \omega^{\gamma} \cos(\gamma\pi/2) + \omega^{\beta} \cos(\beta\pi/2)} \right).$$

Соотношения (7) определяют амплитудно-частотную (АЧХ) и фазово-частотную (ФЧХ) характеристики вынужденных колебаний дробного линейного осциллятора (5). Положим в соотношениях (7) значения следующих параметров: $\lambda=0.15, a=0.5, \omega_0=1$. На рис. 1 и 2 приведены АЧХ и ФЧХ для дробного осциллятора (5) при различных значениях β и γ .

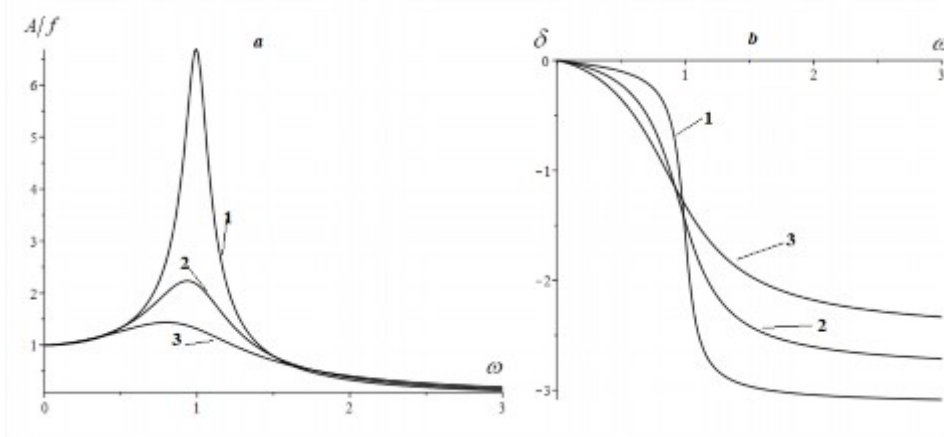


Рис. 1. АЧХ и ФЧХ, полученные по формулам (7) при $\gamma=1$, в зависимости от значений параметра β :
1 – $\beta=2$; 2 – $\beta=1.8$; 3 – $\beta=1.6$

Кривые АЧХ или резонансные кривые характеризуются резонансной частотой ω_R и соответствующей ей максимальной амплитудой A_R , которые можно найти из решения уравнения $dA/d\omega=0$ с учетом первой формулы (7). Из рис. 1,а получим для кривой 1 – $\omega_R=0.994, A_R=6.685$, для кривой 2 – $\omega_R=0.936, A_R=2.177$, для кривой 3 – $\omega_R=0.7969, A_R=1.318$. Из полученных значений ω_R следует, что резонансная частота смещается в область низших частот, а максимальная амплитуда, которая ей соответствует, уменьшается.

На рис. 1, *b* приведен фазовый сдвиг (ФЧХ) – запаздывание смещения $x(t)$ по фазе от внешней силы в зависимости от различных значений β . В классическом случае ($\beta=2$) предельная величина фазового сдвига при $\omega \rightarrow \infty$ составляет $-\pi$. При уменьшении значений $\omega \rightarrow 1$ величина фазового сдвига снижается. Необходимо отметить, что расчетные кривые АЧХ и ФЧХ перегруппируются со временем в обратный порядок, что характерно для эффекта памяти.

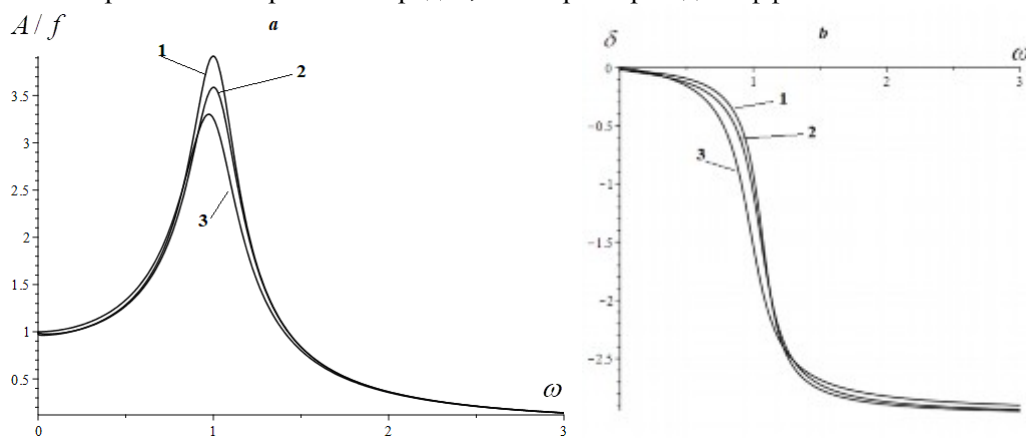


Рис. 2. АЧХ и ФЧХ, полученные по формулам (7) при $\beta=1.9$, в зависимости от значений параметра γ : 1 – $\gamma=1$; 2 – $\gamma=0.4$; 3 – $\gamma=0.2$

На рис. 2, *a* для резонансных кривых рассчитаны по формуле (7) параметры ω_R и A_R : для кривой 1 – $\omega_R=0.974$, $A_R=3.302$, для кривой 2 – $\omega_R=1.001$, $A_R=3.587$, для кривой 3 – $\omega_R=0.999$, $A_R=3.918$. Как видно, резонансная частота ω_R принимает значения, близкие к единице, а максимальная амплитуда A_R увеличивается. На рис. 2, *b* при $\omega \rightarrow \infty$ фазовый сдвиг имеет примерно одинаковую величину.

В работе [4] показано, что параметр β связан с добротностью Q дробного осциллятора (5) без учета демпфирования ($\lambda=0$). Добротность Q определяет, во сколько раз запасы энергии системы больше, чем потери энергии за время изменения фазы на один радиан. В общем случае с помощью метода гармонического баланса можно получить формулу для добротности Q :

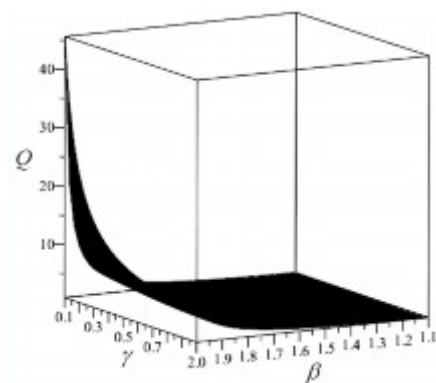


Рис. 3. Поверхность, полученная по формуле (8) и характеризующая добротность Q дробного осциллятора (5) в зависимости от значений параметров β и γ

$$Q = \frac{\sqrt{\omega_0^\beta + \lambda \omega^\gamma \cos(\gamma\pi/2)}}{\omega^{\beta-1} \sin(\beta\pi/2) + \lambda \omega^{\gamma-1} \sin(\gamma\pi/2)}. \quad (8)$$

На рис. 3 приведена поверхность, полученная по формуле (8) для добротности $Q(\beta, \gamma)$.

Установлено, что добротность будет увеличиваться при уменьшении параметра γ и уменьшаться при уменьшении параметра β , что подтверждает анализ расчетных кривых АЧХ и ФЧХ на рис. 1 и 2. Поэтому добротность Q также определяет ширину резонансной кривой (АЧХ).

Важно отметить, что в работе [5] проводится обзор различных дробных осцилляторов и делается вывод о бесполезности ввода дробной производной в инерционный член, так как порядок этой производной нельзя откалибровать с помощью характеристик колебательного процесса. Однако, как показали результаты настоящего исследования, работы [4] и эксперимента в [1], этот пробел устраняется. Порядок дробной производной в инерционном члене (5) связан с добротностью Q колебательной системы, а, следуя формуле (8), еще и зависит от порядка дробной производной в диссипативном члене.

Еще один вывод можно сделать, исходя из приведенного анализа и работ [1] и [4] – об эквивалентности моделей. Если рассматривать модель (5) без демпфирования $\lambda=0$, то она будет эквивалентна классическому осциллятору ($\beta=2$, $\gamma=1$), но с коэффициентом трения $\lambda \neq 0$. Этот вывод является важным для различных приложений.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ № МК-1152.2018.1.

ЛИТЕРАТУРА

- [7] Rekhviashvili S., Pskhu A., Agarwal P., Jain Sh. Application of the fractional oscillator model to describe damped vibrations // Turk J Phys. 2019. No. 43. P. 236–242.
- [8] Герасимов А. Н. Обобщение линейных законов деформации и их приложение к задачам внутреннего трения // АН СССР. Прикладная математика и механика. 1948. Т. 12. С. 529–539.
- [9] Caputo M. Elasticità e dissipazione. Bologna: Zanichelli, 1969. 150 p.
- [10] Pskhu A.V., Rekhviashvili S.S. Analysis of Forced Oscillations of a Fractional Oscillator // Tech. Phys. Lett. Vol. 44. 2018. Issue 12. P. 1218–1221.
- [11] Rossikhin Yu., Shitikova M. Application of Fractional Calculus for Dynamic Problems of Solid Mechanics: Novel Trend and Recent Results // Applied Mechanics Reviews. Vol. 63. 2010. No. 010801.

Камчатский государственный университет имени Витуса Беринга
Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева АН РУз

Дата поступления
24.06.2019

Р.И. Паровик, Р.Т. Зуннунов. Каср тартибли осцилляторнинг мажбурий тебраниши таҳлили

Мақолада каср тартибли осцилляторнинг мажбурий тебранишларини ўрганиш натижалари келтирилган. Осцилляторнинг каср тартибли параметрлари ва унинг энергетик характеристикалари кўрсатилган.

R.I. Parovik, R.T. Zunnunov. Analysis of forced fractional oscillator vibrations

The paper presents the results of the study of forced oscillations of a fractional oscillator. The relationship between the fractional parameters of the oscillator and its energy characteristic is shown.

УДК 624.04

Г.Х. ХОЖМЕТОВ, А.С. ЮВМИТОВ

СЕЙСМИЧЕСКИЕ КОЛЕБАНИЯ ЗДАНИЙ, СОЕДИНЕННЫХ ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ КОЛЕБАНИЙ С УЧЕТОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ФУНДАМЕНТА С ГРУНТОМ ОСНОВАНИЯ

Изучению колебаний зданий, соединенных между собой различными динамическими гасителями колебаний (ДГК), посвящены работы [1, 2]. В них приведены результаты расчетов, определены динамические характеристики соединенных между собой с помощью ДГК и отдельно стоящих зданий. В этих работах фундамент считается жестко заземленным в грунте. Далее этот пробел дополняется путем учета вязкоупругих свойств взаимодействия фундамента с грунтом основания. Отличительной чертой от многих опубликованных ранее работ [3, 4] является тот факт, что в данной статье основной упор делается на влияние свойств взаимодействия фундамента с грунтом, который описывается с использованием различных моделей связи нагрузки с перемещением основания. Сопоставляются результаты расчета в случае предоставления здания в виде сосредоточенной массы в системе.

Предполагается, что здание имеет n -этажей. При сейсмическом воздействии оно колеблется в плоскости наименьшей жесткости, т.е. совершает только поперечные горизонтальные колебания. Вначале здание моделируется традиционно принятой расчетной схемой в виде консоли с сосредоточенными массами на этажах. Принимаются во внимание вязкоупругие характеристики самого здания, а также сдвиг фундамента относительно грунта. Оба здания в системе соединением между собой на этажах с помощью ДГК совершают сдвиговые колебания. На рис.1 приведена расчетная схема зданий, в которой моделью взаимодействия фундамента с грунтом основания принята вязкоупругая модель Кельвина–Фойгта.

Уравнение колебаний в расчетах системы принято в виде как в [5]. Влияние ДГК в расчетах определено по упруговязкой модели Кельвина–Фойгта с постоянными величинами коэффициента жесткости упругой связи и коэффициента сопротивления вязкого элемента.

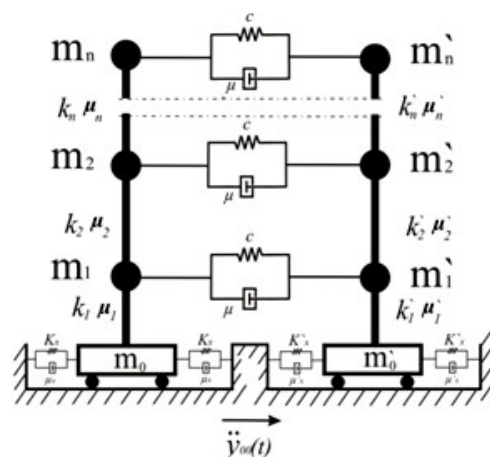


Рис.1. Расчетная схема системы, соединенной ДГК

Далее исследованы системы зданий, соединенных между собой с помощью ДГК с учетом влияния взаимодействия фундамента с грунтом основания.

Подсчитанные параметры существующего крупнопанельного и кирпичных зданий по проектным данным следующие:

$m_0=130000$; $m_1=258000$; $m_2=213000$; $m_3=213000$; $m_4=213000$; $m_5=190000$ Нс²/м; $K_x=3.98 \cdot 10^9$; $k_1=35.04 \cdot 10^9$; $k_2=26.846 \cdot 10^9$; $k_3=26.846 \cdot 10^9$; $k_4=26.846 \cdot 10^9$; $k_5=26.846 \cdot 10^9$ Н/м; $\mu_1=90.84 \cdot 10^5$ Нс/м; $\mu_2=\mu_3=\mu_4=72.24 \cdot 10^5$ Нс/м; $\mu_5=68.23 \cdot 10^5$ Нс/м;
 $m_0=627150$; $m_1=368000$; $m_2=495000$; $m_3=495000$; $m_4=495000$; $m_5=698000$ Нс²/м; $K_x=10.47 \cdot 10^9$; $k_1=242.6 \cdot 10^8$; $k_2=16.08 \cdot 10^8$; $k_3=16.08 \cdot 10^8$; $k_4=16.08 \cdot 10^8$; $k_5=16.08 \cdot 10^8$ Н/м; $\mu_1=124.3 \cdot 10^5$ Нс/м; $\mu_2=\mu_3=\mu_4=26.9 \cdot 10^5$ Нс/м; $\mu_5=23.24 \cdot 10^5$ Нс/м.

Подсчитанные массы и жесткости присоединяемой каркасной этажерки по проектным данным следующие:

$m_0=133740$; $m_1=204000$; $m_2=230000$; $m_3=230000$; $m_4=230000$; $m_5=188000$ Н с²/м; $\delta_{11}=0.0882 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{12}=\delta_{21}=0.0882 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{13}=\delta_{31}=0.0882 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{14}=\delta_{41}=0.0882 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{15}=\delta_{51}=0.0882 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{22}=0.5132 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{23}=\delta_{32}=0.5132 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{24}=\delta_{42}=0.5132 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{25}=\delta_{52}=0.5132 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{33}=0.982 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{34}=\delta_{43}=0.982 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{35}=\delta_{53}=0.982 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{44}=1.407 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{45}=\delta_{54}=1.407 \cdot 10^{-10}$; $\delta_{55}=1.832 \cdot 10^{-10}$ Н/м; $K^*_x=2.89 \cdot 10^9$ Н/м; $\mu_1=145.3 \cdot 10^5$; $\mu_2=63.97 \cdot 10^5$; $\mu_3=46.23 \cdot 10^5$; $\mu_4=54.35 \cdot 10^5$; $\mu_5=30.61 \cdot 10^5$ Нс/м.

Параметры ДГК зданий во всех расчетах показали одинаковые значения по коэффициенту сопротивления вязкого элемента $\beta=10^5$ Н·с/м и коэффициенту жесткости упругого элемента $c=3 \cdot 10^6$ Н/м, полученные для изучения влияния моделей взаимодействия фундамента с грунтом основания.

При решении уравнения колебаний зданий сила взаимодействия между фундаментом и грунтом основания может иметь разные значения.

В системе уравнений колебаний зданий сила взаимодействия между фундаментом и грунтом принимается согласно вязкоупругой модели. Тогда выражение будет иметь вид

$$\bar{R} = \int_0^t r(\tau) du(\tau), \quad R = \tau_a S, \quad (1)$$

где S – площадь фундамента, взаимодействующая с грунтом при его сдвиге; τ_a – касательное напряжение в их контакте; $r(\tau)$ – функция релаксации.

Если для упругого взаимодействия фундамента с грунтом касательное напряжение принять в виде

$$\tau_a = K_x \bar{y}_0, \quad (2)$$

где K_x – коэффициент сдвига фундамента относительно грунта; $\bar{y}_0$ – перемещение фундамента относительно грунта, то для вязкоупругого взаимодействия, согласно наследственной теории из (1), имеем

$$\tau_a = r(0)[\bar{y}_0(t) - \int_0^t \dot{r}(t-\tau) \bar{y}_0(\tau) d\tau]. \quad (3)$$

Обозначая скорость ядра релаксации

$$\dot{r}(t-\tau) = -r(0)r(t-\tau), \quad (4)$$

получим

$$\tau_a = r(0)[\bar{y}_0(t) - \int_0^t \Gamma(t-\tau) \bar{y}_0(\tau) d\tau]. \quad (5)$$

Так как при $t \rightarrow 0$ из (5) должно получиться (4), то при $r(0)=K_x$ окончательно для вязкоупругого взаимодействия фундамента с грунтом имеем

$$\tau_a = K_x[\bar{y}_0(t) - \int_0^t \Gamma(t-\tau) \bar{y}_0(\tau) d\tau]. \quad (6)$$

Таким образом, подставляя (1) и (6) в систему уравнений колебаний зданий [5], получим уравнения колебаний зданий фундаментом, взаимодействующим с вязкоупругим грунтом по наследственной теории.

В (6) ядра релаксации $\Gamma(t)$ входят в неявном виде. Обычно они определяются экспериментально. В работе [6] рассматривается сейсмостойкость подземных трубопроводов, взаимодействующих с вязкоупругим грунтом. Приняты различные виды ядер: регулярные, сингулярные, слабосингулярные и др.

Обозначим интегральный член в (6), т.е.

$$F = \int_0^t \Gamma(t-\tau) \bar{y}_0(\tau) d\tau. \quad (7)$$

Тогда сила взаимодействия в системе уравнений колебаний зданий примет вид

$$R = SK_x \bar{y}_0(t) - SK_x F. \quad (8)$$

Пусть ядро релаксации описывается в виде суммы экспонент, т.е. $\sum_{i=1}^n A_i e^{-\alpha_i t}$, тогда

$$\Gamma(t) = -\sum_{i=1}^n A_i \alpha_i e^{-\alpha_i t} \quad (9)$$

Из (6) с учетом (9) после несложных преобразований получим

$$\ddot{F} - \theta^2 F = \theta^2 \bar{y}_0, \quad \theta^2 = \sum_{i=1}^n A_i \alpha_i e^{-\alpha_i t}. \quad (10)$$

Система уравнений колебаний зданий совместно с (10) решена с использованием стандартного пакета программы Maple. При этом для получения численных результатов значения параметров A_i и α_i приняты по данным результатов экспериментальных исследований для суглинка, приведенным в [6]. Согласно им, $A_1=0.132$ и $\alpha_1=20.2$, $A_2=0.215$ и $\alpha_2=0.61$, $A_3=0.653$ и $\alpha_3=0.0226$.

Известно, что ядро релаксации можно описать различными способами [7]. Из них сингулярное ядро более близко описывает релаксационный процесс. При этом релаксационный процесс описывается трехпараметрическим ядром Ржаницына–Колтунова, который имеет вид

$$\Gamma(t) = A e^{-\beta t} t^{\alpha-1}, \quad (11)$$

где A , β и α – параметры ядра, значения которых для взаимодействия тел с различными грунтами приведены в [6].

Ядро релаксации (11) имеет слабую особенность, что можно устранить, согласно [8]. Для этого подставив (11) в (6) и полагая $t = \tau \bar{t}$ как в [9], а также производя в подинтегральном выражении замену переменных для фиксированных $t_n = (n-1)\tau$ по [8, 9], получим

$$\tau_a = K_x \left[\bar{y}_0(t) - \frac{A}{\alpha} \int_0^t e^{-\beta z^{1/\alpha}} y_0(t_n - z^{1/\alpha}) dz \right]. \quad (12)$$

В (14-12) произведены следующие замены:

$$z^{1/\alpha} = t_n - \eta, \quad \eta = t_n - z^{1/\alpha}, \quad d\eta = -\frac{1}{\alpha} z^{\frac{1}{\alpha}-1} dz, \quad \eta = 0 \rightarrow z = t_n^\alpha, \quad \eta = t_n \rightarrow z = 0.$$

Интеграл в (12) вычисляется по квадратурной формуле [9], например

$$\Delta S_k = t_k^\alpha / (k-1); \quad k = \overline{2, n}; \quad \Delta S_1 = t_1^\alpha, \quad S_k = (k-1) \Delta S_k, \quad k = \overline{1, n};$$

$$B_n^b = \Delta S_n / 2, \quad B_1^b = \Delta S_1 / 2, \quad B_j = \Delta S_j; \quad j = \overline{2, n-1};$$

$$P^b(x, t_n) = D_A \left[(Y - Y_0) - \frac{A_b}{\alpha} \sum_{k=1}^n B_k^b e^{-\beta t_k} [Y(x, t_n - t_k) - Y_0(x, t_n - t_k)] \right], \quad n = \overline{1, \dots}$$

В расчетах сейсмическое воздействие было задано в виде затухающей синусоиды, т.е.

$$\ddot{y}_{00}(t) = A e^{-\alpha t} \sin \omega t. \quad (13)$$

Принятые параметры этого воздействия следующие: амплитуда ускорений колебаний почвы принята $A=0.4g$, коэффициент затухания грунта $\alpha=0.15$ и период колебаний $T=0.5$ с.

На рис. 2 – 5 приведены результаты расчета, где ядра релаксации приняты в видах (9) и (11).

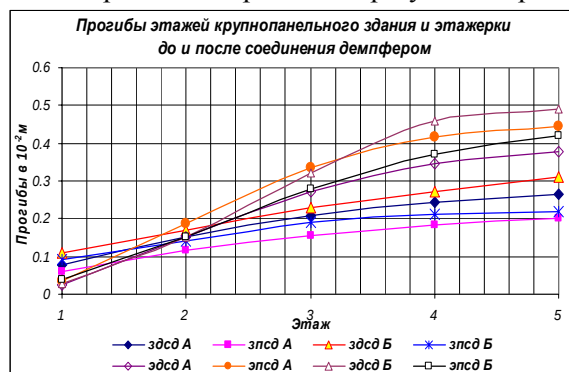


Рис.2. Прогибы этажей крупнопанельного здания и каркасной этажерки (упругое и вязкоупругое основание в виде экспонента)

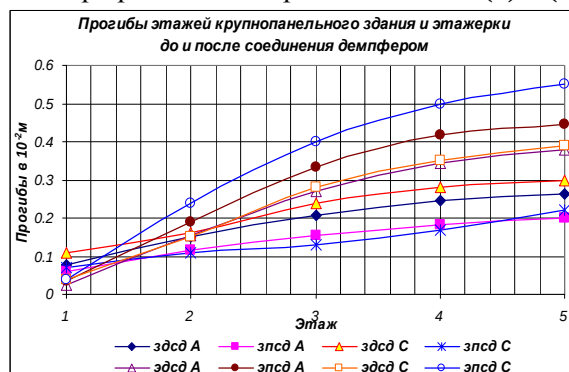


Рис.3. Прогибы этажей крупнопанельного здания и каркасной этажерки (упругое и трехпараметрическое вязкоупругое основание)

На рис.2–5 даны следующие обозначения: *зэсд* – здание до соединения демпфером, *зпсд* – здание после соединения демпфером, *ээсд* – этажерка до соединения демпфером, *эпсд* – этажерка после соединения демпфером; *А* – упругое взаимодействие, *Б* – вязкоупругое взаимодействие в виде экспонента, *С* – трехпараметрическое вязкоупругое взаимодействие.

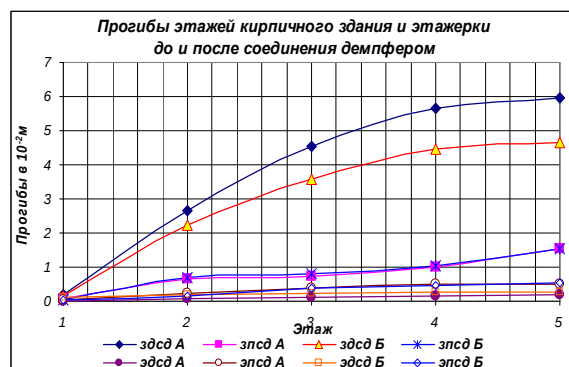


Рис.4. Прогибы этажей кирпичного здания и каркасной этажерки (упругое и вязкоупругое основание в виде экспонента)

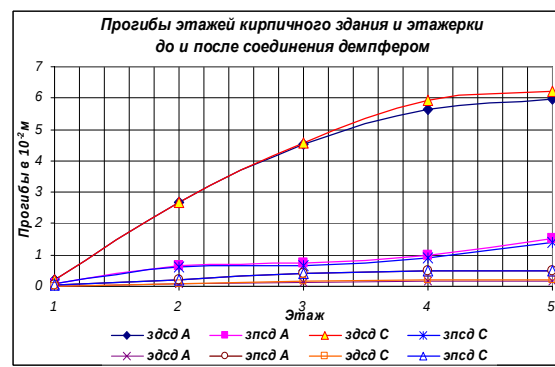


Рис.5. Прогибы этажей кирпичного здания и каркасной этажерки (упругое и трехпараметрическое вязкоупругое основание)

Как установлено, ДГК во всех случаях уменьшает перемещение верхних этажей. Учет вязкоупругих свойств взаимодействия фундамента с грунтом приводит к увеличению перемещений этажей для крупнопанельного здания по сравнению с упругим основанием. В этих расчетах принятые виды ядра релаксации на значениях результатов отличаются порядка на 5–6%. Аналогичные выводы можно сделать и на основе расчета кирпичного здания. В этом случае влияние демпфера существенно. Уменьшение перемещений верхнего этажа доходит до 30%. Видимо, это можно объяснить тем, что расчетные жесткости кирпичного здания намного меньше, чем у крупнопанельного здания. Сопоставление данных расчета, приведенных в [4], где вязкоупругие свойства взаимодействия учитываются на основе моделей Кельвина – Фойгта и Максвелла, с данными данной работы показывают их небольшое отличие. Следовательно, можно заключить, что принимаемые виды моделей вязкоупругости в пределах рассмотренных задач несущественно влияют на результаты расчета.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Patel C.C., Jangid R.S. Seismic Response of Adjacent Structures Connected With Maxwell Dampers // Asian Journal of Civil Engineering. Vol.11. 2010. Issue 5. P. 585–603.
- [2] Qi H.E., Youlin Xu. Dynamic Analysis of Damper-Connected Adjacent Buildings Under Earthquake // Transaction of Tianjin University. Vol. 4. 1998. Issue 2. P. 128–133.
- [3] Хожметов Г.Х., Ювмитов А.С. Колебания зданий, соединенных демпфером, при сейсмических воздействиях // Проблемы механики. 2012. №4. С.36–39.
- [4] Khojmetov G.H., Khodjimetov A.I., Yuvmitov A.S. Influence of Soil-foundation Interaction Properties on Oscillations of the System “Building-Building” and “Building- Stack-Like Structure. World journal of Mechanics.

USA. Vol.5. 2015. Issue 5. P. 106–116.

- [5] Назаров А. Г. Метод инженерного анализа сейсмических сил. Ереван. АН Арм Респ., 1959. –285 с.
[6] Рашидов Т., Хожметов Г. Х. Сейсмостойкость подземных трубопроводов. Ташкент: Фан, 1985. – 152 с.
[7] Колтунов М. А. Ползучесть и релаксация. М.: Высшая школа, 1979. – 272 с.
[8] Бадалов Ф. Б. Методы решения интегральных и интегродифференциальных уравнений наследственной теории вязкоупругости. Ташкент: Мехнат, 1987. – 272 с.
[9] Маткаримов А. Х. Сейсродинамика подземных трубопроводов при пространственном нагружении с учетом вязкоупругого взаимодействия: Автореф. дис....канд. техн. наук. Ташкент, 2008.

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

Дата поступления
18.04.2019

Г.Х. Хожметов, А.С. Ювмитов. Замин ғрунги ва пойдевор орасидаги ўзаро таъсирни ҳисобга олган ҳолда динамик сўндиргичлари билан боғланган биноларнинг сейсмик тебраниши

Ушбу мақолада динамик сўндиргичлар билан боғланган бинолар тизимининг сейсмик тебраниши замин ғрунги ва пойдевор орасидаги таъсирини ҳисобга олган ҳолда тадқиқ қилинган. Масалаларни ечишда зилзила кучи гармоник функция кўринишида берилган, шу билан бирга турли хил мавжуд акселерограммаларга, шу жумладан синтезланган акселерограммалардан фойдаланилган.

G.H. Khojmetov, A.S. Yuvmitov, Seismic vibrations of the buildings connected by dynamic vibration dampers taking into account the interaction of the foundation with ground of the base

In this article was studied seismic vibration of the building systems, which connected by dynamic vibration dampers taking into account interaction of the foundation of the building with the ground of the base. At the solving of the tasks was given the seismic forces in the harmonic function, as well as various exciting accelerograms, including used by the synthesized accelerograms.

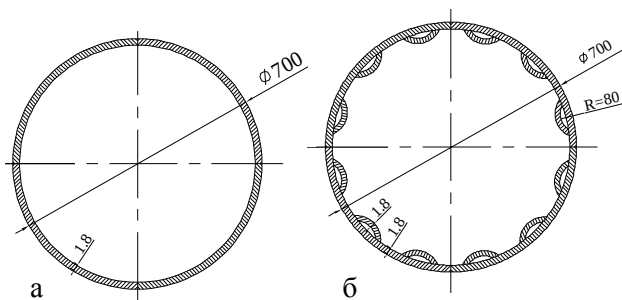
УЎК 624.953

Ш.М. ДАВЛЯТОВ

ЦИЛИНДРИК ҚОБИҚЛАРНИНГ КУЧЛАНГАНЛИК-ДЕФОРМАЦИЯЛАНГАНЛИК ҲОЛАТИНИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛ ТАДҚИҚ ЭТИШ

Ушбу мақолада конструктив - ортотроп схема бўйича ишлайдиган ёйсимон панеллар билан кучайтирилган цилиндрик қобикларнинг устуворлиги ва юк кўтариш қобилятини кичрайтирилган моделда экспериментал тадқиқ этиш натижалари келтирилган. Мақолада синов услуби, қўлланилган ускуналар, воситалар, синов моделлари ва қурилмалари ҳақидаги маълумотлар баён этилган. Экспериментларда олинган натижалар таҳлил қилиниб, назарий ҳисоблар натижалари билан таққосланган. Конструктив - ортотроп схема бўйича ишлайдиган ёйсимон панеллар билан кучайтирилган цилиндрик қобикларнинг кучланганлик-деформацияланганлик ҳолати таҳлил қилинган.

Девори силлиқ цилиндрик қобик намуналари учун қалинлиги 1.8 мм ва 3.8 мм бўлган пўлат листлар ишлатилди. Девори панеллар билан кучайтирилган намуналар эса фақат қалинлиги 1.8 мм бўлган пўлат листлардан тайёрланди (1.а-расм). Бунда асосий қобик учун ҳам, кучайтирувчи панеллар учун ҳам бир хил листлар ишлатилди. Кучайтирувчи панеллар асосий деворнинг тўлиқ баландлиги бўйича узлуксиз пайванд чок билан бирлаштирилди. Асосий қобик ўлчамлари 2200×740 мм ли яхлит листни вальцовка қилиш йўли билан тайёрланди. Доиравий ёпиқ контурли қобик ҳосил қилиш учун унда битта вертикал пайванд чок кўзда тутилди. Кучайтирувчи ёйсимон панеллар 108×740 мм ли листларни аввал вальцовка қилиниб сегмент кўринишига келтирилди, сўнгра асосий қобикқа пайвандланди. Кучайтирувчи ёйсимон панеллар сони ҳар бир намунада 12 та ни ташкил этади, бунда уларнинг орасида асосий қобикнинг



1-расм. Моделларнинг кўндаланг қирқимлари:
а – кучайтирилмаган қобик, б – девори ёйсимон панеллар билан кучайтирилган қобик

кучайтирилмасдан қолган қисмлари сони 12 та бўлиб, уларнинг ҳар бирининг эни 90 мм га тенг қилиб олинди (1.б.-расм) [1–4].

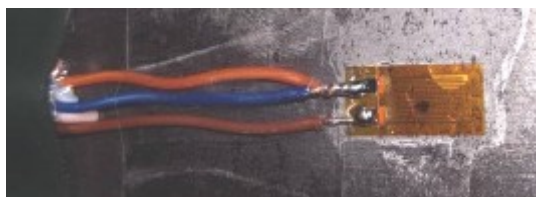
Тайёрланган қобик намуналарини синашда сиқувчи кучларнинг маҳаллий эзилишдаги таъсирини кескин пасайтириш учун, натурадаги иншоотлар қобикларида кўзда тутилувчи бириктириш фланецлари қўйилди. Фланецлар халқасимон шаклда бўлиб, уларнинг эни 100 мм ни, қалинлиги 10 мм ни ташкил этади. Фланецлар қобик намуна деворига ҳар икки томондан узлуксиз пайванд чоклар орқали бириктирилди. Кучларнинг марказий узатилишини таъминлаш учун фланецнинг айлана шаклидаги марказий горизонтал ўқи кучайтирилган қобик намунасининг асосий қобик ва кучайтирувчи панеллар кўндаланг кесими оғирлик марказларидан ўтувчи айлана шаклидаги ўқ билан устма уст тушиши таъминланди. Фланецлар 3 та сегментдан ташкил топган бўлиб, улар қобик деворига шундай бириктирилганки, куч фақат фланецлар орқали деворга узатилади.

Моделлар Бекобод металлургия заводида ВСт3пс5 (ГОСТ 19903-2015) маркали пўлатдан ишлаб чиқарилган листлардан тайёрланди.

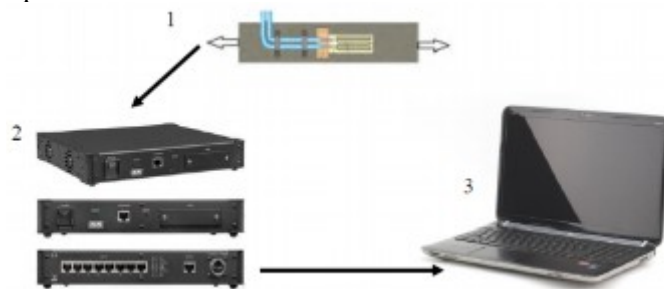
Моделлар деворларида ҳосил бўладиган деформацияларни ўлчаш учун пленка асосдаги “Strain gauges” – типдаги тензорезисторлардан фойдаланилди. Тензорезисторнинг базаси 5 мм га тенг бўлиб, улар аввалдан силлиқланиб, тозаланиб тайёрланган асосга БФ-2 суперелим воситасида ёпиштирилди (2-расм). Тензорезисторларнинг кўрсаткичларини қайд этиб бориш учун улардан чикувчи симларнинг учлари узатиш кабелларига пайвандланди.

Қобиклар моделлари “Евразия ТАПО-Диск” МЧЖ га тегишли бўлган Югославияда ишлаб чиқарилган “LITOSTROJ” типдаги №4305 рақамли ўлчаш диапазони $0 \div 100$ ($\delta \pm 2\%$) тонналик ва Италияда ишлаб чиқарилган “EMANUEL PRESSE” типдаги 400-тонналик гидравлик прессда намуналар бузилиш ҳолатига синалди.

Синов жараёнида маълумотларни ёзиб олиш учун Micro-Measurement компаниясининг Model 8000 ускуналари ва дастурий пакети ёрдамида ёзиб олинди.



2-расм. Қобик сиртига тензодатчикнинг ёпиштириб ўрнатилиши



3-расм. Ўлчов воситаларининг таркибий схемаси

Ўлчов воситаларининг схемаси 3-расмда келтирилган: тензорезистор 1 дан кучланиш тензометрик аппаратурани аналог рақамли ўзгартиргич 2 га берилади, унда кучайтирилган сигнал рақамланади ва шахсий компьютер 3 нинг қаттиқ дискида қайд этилади.

Цилиндрик қобикларни марказий сиқилишга синашдан олдин барча моделлар назорат текширувидан ўтказилди. Бунда моделнинг барча ўлчамлари лойихадаги ўлчамлар билан таққосланди ҳамда тайёрлаш жараёнида бирор-бир бошланғич нуқсонлар ҳосил бўлмаганлиги текширилди, пайванд чокларнинг сифати назоратдан ўтказилди. Назорат текширишлари шуни кўрсатдики, намуна моделларнинг ўлчамлари асосан лойихага тўлиқ мос келади, аниқланган четланишлар 0.5 мм дан ошмади. Моделларнинг сифати талабларга жавоб беради ва уларни идеал қобик сифатида баҳолаш мумкин.

Барча намуна моделларга чизмаларда келтирилган схемалар бўйича тензорезисторлар ўрнатилиб, узатиш кабеллари уланди ва улар синовга шай ҳолатга келтирилди. Тайёрланган моделларда уларни прессда марказлаштириш учун устки ва остки қисмларида нишон (риски)лар қўйиб чиқилди. Шундан сўнг намуна қобиклар пресснинг остки плитасига ўрнатилди. Моделларнинг устки ва остки фланецларини тўлиқ камраб оладиган ёғочпайрахали плиталар уларнинг горизонтал сиртида мавжуд бўлиши мумкин бўлган нотекисликларнинг юк узатишдаги таъсирини кескин камайитириш ва марказий сиқилишни (юкни) қобик деворларига тенг тақсимлашга хизмат қилади. Шундан сўнг барча нуқталарга ўрнатилган тензорезисторларга уланган узатиш кабелларининг учлари махсус қурилма орқали компьютерга уланди. Юк

берилмасдан аввал бошланғич кўрсаткичлар ёзиб олинди. Бундан кейин намуналарда вужудга келиши мумкин бўлган турли кучланиш ва деформацияларни нейтраллаштириш учун қобиқ ҳисобий бузувчи кучнинг 5–7% миқдоридаги куч билан юкланди ва барча нукталардан кўрсаткичлар олинди. Қобиқнинг марказлаштирилганлигини текшириб олингандан сўнг юк бутунлай олинди. Марказлаштиришдаги деформациялар фарқи қарама-қарши жойлашган симметрик нукталар учун 2–3% дан ошмади.

Асосий синовлар бошланишида барча нукталарга ўрнатилган тензорезисторлардан бошланғич кўрсаткичлар ёзиб олиниб, юклаш бошланди. Юклаш босқичма-босқич бажарилди. Ҳар бир босқич юки ҳисобий бузувчи кучнинг 10–14% ини ташкил этди. Юклаш тезлиги 20–24 кН/мин ни ташкил этди. Босқич юки берилаётганда барча нукталардаги тензорезисторлар бўйича автоматик тарзда деформацияларнинг ўзгариши қайд этилди. Юк қиймати белгиланган миқдорга етгандан сўнг деформациялар қайд этилди ва юк шу ҳолатда ушлаб турилди. Бу вақт 15 минутгачани ташкил этди. Юкни босқич охирида белгиланган қийматда ушлаб туриш вақтида ҳам тензорезисторларнинг кўрсаткичлари ёзиб борилди. Деформациялар стабиллашгандан сўнг босқич сўнггида ҳам якуний кўрсаткичлар ёзиб олинди. Шундан сўнг навбатдаги босқич юкланиши бошланди ва барча ишлар аввалгидек такрорланди. Шу тариқа юклар миқдори ошириб борилди. Ҳар бир босқич юкланиши тугагандан сўнг намуна қобиқларнинг сирти синчиклаб текшириб борилди, ўзгаришлар-қабаришлар, ботиқлар (чуқурчалар) ҳосил бўлиши ва бошқа кўз билан аниқласа бўладиган ҳолатлар қайд этиб борилди. Юк миқдори бузувчи юкнинг 60% дан ортгандан сўнг бундай текширувлар бевосита юклаш жараёнида ҳам олиб борилди. Синовлар бошлангандан устуворликни йўқотиш белгилари намоён бўлгунча 7–8 та босқич юклашлар бажарилди, юк кўтариш қобилятини йўқотгунча яна 1–2 та босқич кузатилди.

Кучайтирилмаган силлиқ деворли қобиқ моделини устуворлик ва мустаҳкамликка синаш намунанинг кучланганлик-деформацияланганлик кўрсаткичларини аниқлаш, устуворлик ва юк кўтариш қобилятини йўқотиш ҳолатларида конструкция қабул қила оладиган юкларни тажрибада аниқлаш имкониятини берди. Намунага таъсир этаётган юклар кичик бўлган ҳолларда (юклашнинг 1–5 – босқичларида) модел деворидаги кучланишлар қийматлари кичик бўлиб, қобиқ материали идеал эластик материал сингари қаршилиқ кўрсатиши аниқланди. Деформацияларнинг кучга боғлиқ ҳолда ортиб бориши пўлатнинг чўзилиш ва сиқилишдаги “ σ – ϵ ” графигига тўлиқ мос ҳолда ривожланиб борди. Юк миқдори ҳисобий бузувчи кучнинг 70% миқдоридан ошганда деформациялар сезиларли даражада тезроқ ортиши кузатилди. Намуна қобиқнинг турли нукталарида ўлчанган кучланишлар (деформациялар) бир хил миқдорда эмаслиги кузатилди: энг кичик ва энг катта кучланишлар ўртасидаги фарқ 4% дан 8% гача ни ташкил қилди.

Бузувчи юкнинг тахминан 94–96% миқдоридаги юкларда қобиқ маҳаллий устуворлигини йўқотиши аломатлари пайдо бўлди, кучланишларнинг ортиб бориши характериға мос ҳолда чуқурчалар дастлаб намунанинг пастки қисмида, кейин ўрта қисмида ва энг охири устки қисмида вужудга келди. Шундан сўнг юкнинг 4–6% га ортиши умумий устуворликни йўқотиш ва деярли шу билан бирга юк кўтариш қобилятининг йўқотилишига олиб келди. Намуна устуворлигини йўқота бошлаганидан сўнг мустаҳкамлигини йўқотгунча ўтган вақт жуда қисқа бўлди: бу босқичда деформацияларнинг кучнинг ортишидан ривожланиши шиддатли тарзда кечди.

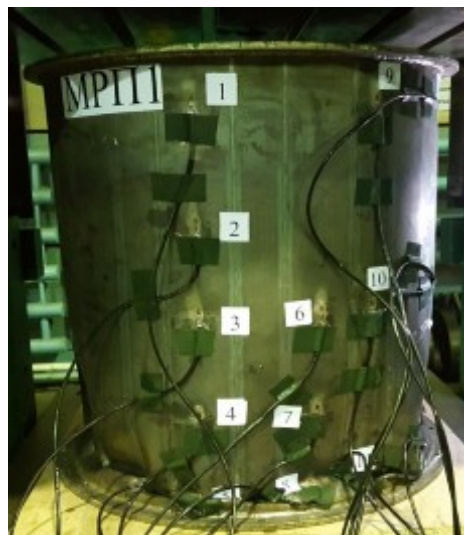
Кучайтирилган қобиқ кўринишидаги моделларнинг марказий сиқилишдаги кучланганлик-деформацияланганлик кўрсаткичи кучайтирилмаган қобиқларникидан сезиларли даражада фарқ қилди. Бунда намунага таъсир этаётган юклар кичик бўлган ҳолларда (юклашнинг 1–6 – босқичларида) асосий қобиқда ҳам, кучайтирувчи панелларда ҳам кучланишлар қийматлари кичик бўлиб, материалнинг идеал эластик материал сингари қаршилиқ кўрсатиши кузатилди. Берилаётган юк миқдори бу ҳолларда ҳисобий бузувчи кучнинг 80% миқдоридан ошгандагина деформациялар сезиларли даражада тезроқ ортиши юз берди. Намуна қобиқларнинг энг пастки қисмида энг катта кучланишлар қайд этилди, қобиқ баландлигининг ўрта қисмида бирмунча кичикроқ, юқори қисмида эса уларнинг қиймати энг кичик бўлди. Умуман олганда, турли нукталардаги кучланишлар фарқи 3–6% ни ташкил этди.

Бузувчи юкнинг тахминан 88–92% миқдоридаги юкларда асосий қобиқларнинг кучайтирувчи панеллар орасидаги қисмининг маҳаллий устуворлигини йўқотиш аломатлари пайдо бўлди. Ушбу намуналарда ҳам кучланишларнинг ортиб бориши характериға мос ҳолда чуқурчалар дастлаб намуналарнинг пастки қисмида, кейин ўрта қисмида ва энг охири устки қисмида вужудга келди. Шундан сўнг юкнинг 4–6% га ортиши натижасида кучайтирувчи

панелларда ҳам маҳаллий устуворликни йўқотиш белгилари кўринди. Уларда ҳам ушбу белгилар дастлаб остки қисмда, кейин ўрта ва устки қисмларда пайдо бўлди. Намуналар устуворликни йўқота бошлаганидан сўнг мустаҳкамлигини йўқотгунча ўтган вақт, кучайтирилмаган қобиклардагига нисбатан сезиларли даражада ортиши кузатилди. Ушбу босқичда деформацияларнинг кучининг ортишидан ривожланиши бирмунча секинроқ тарзда кечди.



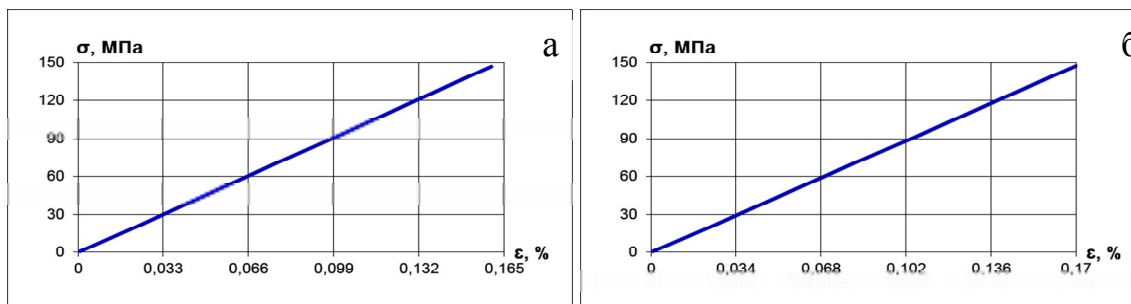
4-расм. Кучайтирилмаган силлик қобик МРГ намунасининг синовдан кейинги кўриниши



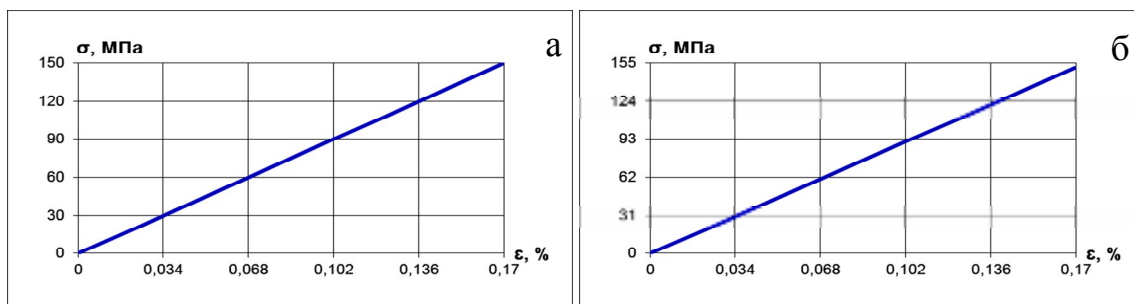
5-расм. Ёйсимон панеллар билан кучайтирилган МРП-1 намунанинг синовдан кейинги кўриниши

Қалинлиги 1.8 мм ли листлардан тайёрланган моделлар деворидаги деформацияларнинг кучга боғлиқ ҳолда ўзгариши графиклари 6–расмда, 3.8 мм ли листлардан тайёрланган моделлар учун 7–расмда келтирилган.

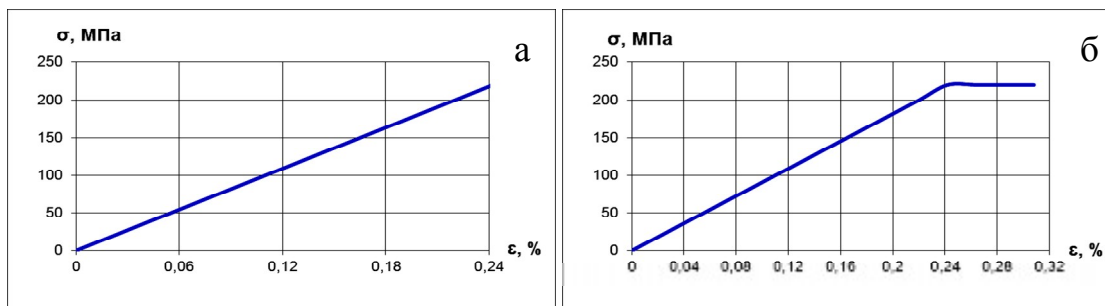
Асосий қобикнинг деворни ёйсимон панеллари билан кучайтирилган намуналарининг деворидаги деформацияларнинг кучга боғлиқ ҳолда ўзгариш графиклари ҳам тажрибалар давомида ўрнатилган тензорезисторлардан ўлчаб олинган маълумотлар асосида қурилди (8–расм).



6-расм. Қалинлиги 1.8 мм ли листлардан тайёрланган кучайтирилмаган моделлар деворидаги характерли нуқталарнинг “Нисбий деформация- нормал кучланиш” графиги: а – юқори нуқта; б – қуйи нуқта



7-расм. Қалинлиги 3.8 мм ли листлардан тайёрланган кучайтирилмаган моделлар деворидаги характерли нуқталарнинг “Нисбий деформация - нормал кучланиш” графиги: а – юқори нуқта, б – қуйи нуқта



8-расм. МРП-1 намуна деворидаги характерли нукталарнинг “Нисбий деформация-нормал кучланиш” графиги:
а – юкори нукта; б – куйи нукта

Девори силлиқ кучайтирилмаган ва панеллар билан кучайтирилган қобиклар намуналарининг назарий ва экспериментал тадқиқотларда олинган натижалари солиштирилди. Бунда ҳисоб натижалари ва экспериментал тадқиқотлар натижалари билан фарқи 4–7% ни ташкил этди (1-жадвал).

1-жадвал

Девори силлиқ-кучайтирилмаган қобиклар намуналарини синаш натижалари
(умумий устуворлик ва юк кўтариш қобилиятини йўқотиш ҳолатида)

Намуна №	Экспермент натижалари		Ҳисоб натижалари σ , МПа	Фарқи $\Delta\sigma$, %
	P, кН	$\sigma_{\max}$, МПа		
1($t = 1.8\text{мм}$)	586	148	158	– 6.3
2($t = 3.8\text{мм}$)	1280	153	164	– 6.7

Ёйсимон панеллар билан кучайтирилган намуналарнинг назарий ва экспериментдан олинган натижалари солиштирилди (2-жадвал).

Кучайтирилган қобиклар моделлари устида ўтказилган экспериментал тадқиқотларда олинган натижалар статистик таҳлил килинди. Ҳисобларни бажаришда тасодифий қийматларнинг нормал тақсимланиш қонуни қўлланилди.

2-жадвал

Ёйсимон панеллар билан кучайтирилган намуналарда назарий ва экспериментал натижаларнинг бир-бирига мослиги солиштириш (умумий устуворликни ва юк кўтариш қобилиятини йўқотиши ҳолатида)

Намуна №	Экспермент натижалари				Ҳисоб натижалари, σ	Фарқи $\Delta\sigma$, %
	P	$\sigma_{\max}$	$\sigma_{\max}^{cp}$	$\Delta\sigma_{\max}$		
	кН	МПа	МПа	МПа		
1	1394	221	225	–4	230	–3.9
2	1467	233	225	8		+1.3
3	1386	220	225	–5		–4.4

Синов натижаларини статистик ишлаб чиқиш хатоликларнинг нормал тақсимланиш қонунини қўллаш имкониятини ва уларнинг ўртача квадратик фарқларининг нисбатан кичик қийматларига эга эканлигини кўрсатди.

Хулоса: Тадқиқотлар натижаларининг тасдиқлашича, бундай конструкцияларда юк кўтариш қобилиятини йўқотиши фақат кучайтирувчи панеллар ўзининг маҳаллий устиворлигини йўқотганидан кейингина содир бўлади. Шу сабабли, таклиф этилган кўринишда кучайтирилган қобикларда текис қобиклардан фарқли равишда, конструкцияни эксплуатация қилиш жараёнида юкларнинг кўзда тутилмаган микдорларини ортиб кетиш ҳолларида тўсатдан бузилиш ҳавфи камайитириш имконини беради.

Цилиндрик қобикларни ёйсимон панеллар билан кучайтириш орқали уларнинг бўйлама ҳам кўндаланг кесимларининг келтирилган бикрлик характеристикаларини (чўзилиш-сиқилиш-даги, эгилишдаги ва бурилишдаги) сезиларли даражада ошириш имконини беради.

Олинган натижалар девори кучайтирилган қобиклар конструкцияларининг кўндаланг кесими геометрияси уларнинг кучайтирилмаган қобикларга нисбатан статик, қаршилик ва инерция моментларининг сезиларли даражада ортишига олиб келишини, бир хил металл сарфида конструкциянинг устуворлик ва юк кўтариш қобилиятларининг ортишига сабаб бўлишини тасдиқлади.

- [1] Давлятов Ш.М., Тухтаназаров Б.К., Абдурахмонов У.А. Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния уторного узла вертикального цилиндрического резервуара // “Архитектура ва қурилиш соҳаларида инновацион технологияларни қўллаш истикболлари” мавзусидаги Халқаро илмий-техник конференция материаллари. Самарқанд. 2016. Б. 67–68.
- [2] Davlyatov Sh. M. Study of functioning of reservoirs in the form of cylindrical shells // European Science Review Scientific journal. Austria, 2016. №9–10. P. 181–184.
- [3] Акрамов Х.А., Давлятов Ш.М. Бўйлама сегментсимон бикрилик қовурғали цилиндрлик қобикнинг устуворлиги // ФарПИ Илмий техник журнал. Фарғона, 2015. №2. Б. 44–47.
- [4] Акрамов Х.А., Давлятов Ш.М. Панеллар билан қучайтирилган цилиндрлик пўлат қобикларнинг устуворлиги ва юк қўтариш қобилиятини ҳисоблаш // Механика муаммолари. Тошкент, 2015. №3–4. Б. 16–21.

Фарғона политехника институти

5.12.2019 й.
қабул қилинган

Ш.М. Давлятов. Экспериментальные исследования напряженно - деформированного состояния цилиндрических оболочек

В данной статье представлены результаты экспериментального исследования уменьшенной модели цилиндрических оболочек и несущей способности, усиленной дуговыми панелями, которые работают по конструктивно-ортотропной схеме. Приведена информация о методе испытаний, оборудовании, инструментах, тестовых моделях и используемых устройствах. Результаты, полученные в экспериментах, проанализированы и сопоставлены с результатами теоретических расчетов. Рассмотрено состояние деформации растяжения цилиндрических оболочек, армированных дуговыми панелями, работающими по конструктивно-ортотропной схеме.

Sh.M. Davlyatov. Experimental studies of the stress - strain state of cylindrical shells

This article presents the results of an experimental study of a reduced model of cylindrical shells and load-bearing capacity reinforced by arc panels that operate according to a constructive-orthotropic scheme. Provides information about the test method, equipment, tools, test models and devices used. The results obtained in the experiments were analyzed and compared with the results of theoretical calculations. The state of tensile deformation of cylindrical shells reinforced by arc panels operating in a constructive-orthotropic scheme is analyzed.

УДК 531: 521.77

Ш.Р.ХУРРАМОВ, Г.А.БАХАДИРОВ, А.АБДУКАРИМОВ

ОСОБЕННОСТИ КРИВОГО КОНТАКТА В НЕСИММЕТРИЧНОМ ДВУХВАЛКОВОМ МОДУЛЕ

В двухвалковых модулях силы, приложенные к оси валков, передаются на обрабатываемый материал по кривым контакта валков. Одной из основных задач в теории контактного взаимодействия двухвалковых модулей является математическое моделирование кривых контакта валков, т.е. получение аналитических зависимостей, описывающих формы этих кривых.

В двухвалковых модулях с валками, имеющими эластичные покрытия, происходит взаимная деформация контактирующих тел. Поэтому в данном случае кривые контакта имеют сложные конфигурации и зависят, в основном, от геометрических и деформационных характеристик поверхностных слоев валков и обрабатываемого материала. Теоретическое определение кривых контакта представляет собой достаточно сложную задачу. Поэтому во многих случаях форма кривых контакта валков аппроксимирована дугами окружности, эллипса и параболы [1].

Моделирование кривых контакта валков зависит от того, насколько полно в нем представлены деформационные характеристики контактирующих тел. Накоплено большое количество экспериментальных данных о закономерности деформации кожи, тканей, хлопка, бумаги и др., обрабатываемых в валковых машинах, а также резин, шерсти, технических сукон и других материалов, используемых для покрытия валков. Анализ этих данных показал, что деформация таких материалов описывается либо эмпирическими зависимостями «напряжения – относительная деформация», либо реологическими моделями, состоящими из упругого тела Гука, вязкого тела Ньютона и пластического тела Сен-Венана. В работах [2, 3] определены уравнения кривых контакта валков симметричного двухвалкового модуля с учетом деформационных характеристик контактирующих тел. В работе [2] деформационные свойства контактирующих тел заданы эмпирическими зависимостями вида $\sigma = A\varepsilon^n$, а в [3] – реологическими модулями вида $\sigma = E\varepsilon + \mu\dot{\varepsilon}$.

Двухвалковые модули относятся к основным рабочим органам валковой машины или выполняют вспомогательные функции. В связи с этим во многих машинах двухвалковые модули яв-

ляются несимметричными, т.е. в них происходит несимметричный процесс взаимодействия слоя материала с парами валков. При этом достаточно часто одновременно реализуется несколько видов несимметричности, например, два вида геометрической несимметричности (разные диаметры и наклон слоя материала относительно горизонтали), кинематическая несимметричность (один валок приводной, другой–свободный) и трибологическая несимметричность (разные коэффициенты трения из-за разного материала покрытия валков). Процессы, при которых одновременно реализуется более двух видов несимметричности, называются существенно несимметричными [4].

В статье рассмотрено контактное взаимодействие в существенно несимметричном двухвалковом модуле, в котором валки расположены относительно вертикали наклоном справа на угол β , радиусы валков R_1, R_2 . Валки имеют эластичные покрытия из различных материалов, слой материала подан наклоном вниз к линии центров на угол γ (рисунок).

Контактное взаимодействие в двухвалковых модулях с валками, имеющими эластичные покрытия, можно рассматривать по аналогии с качением эластичного колеса по деформируемому грунту [1]. Вопросы взаимодействия эластичного колеса с деформируемым грунтом исследованы многими авторами. Эти исследования показывают, что аналитическое описание процессов взаимодействия эластичного колеса с деформируемым грунтом неизбежно связано с анализом скоростей деформирования контактирующих тел. От соотношения этих скоростей зависит форма линии контакта колеса с грунтом [5]. При выводе уравнения линии контакта колеса с грунтом во многих работах соотношение скоростей деформирования колеса и грунта при качении считают постоянным [5–7]. В этом допущении имеет место равенство [6]

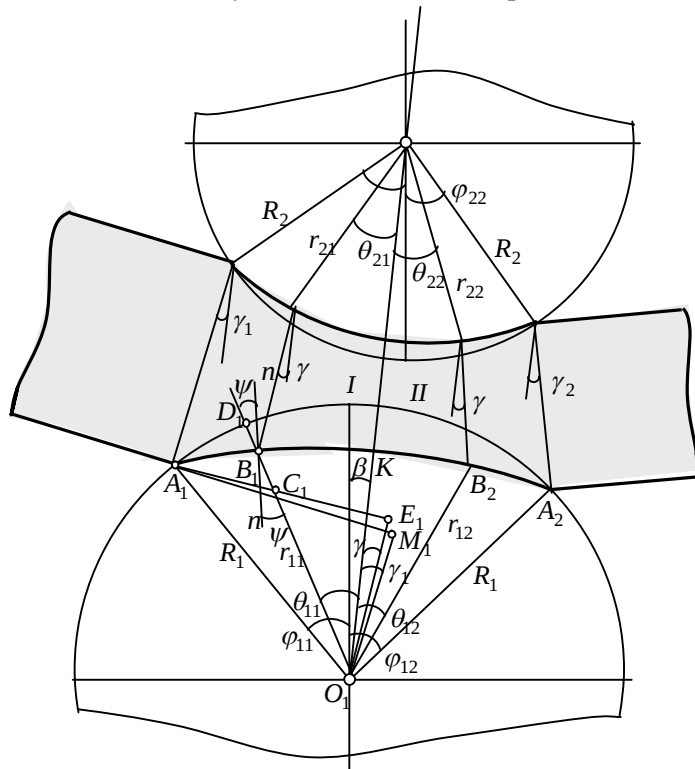


Схема взаимодействия в двухвалковом модуле

От соотношения этих скоростей зависит форма линии контакта колеса с грунтом [5]. При выводе уравнения линии контакта колеса с грунтом во многих работах соотношение скоростей деформирования колеса и грунта при качении считают постоянным [5–7]. В этом допущении имеет место равенство [6]

$$\varepsilon_K v_K = \varepsilon_z v_z, \quad (1)$$

где $\varepsilon_K, \varepsilon_z, v_K, v_z$ – деформации и скорости деформации колеса и грунта соответственно.

Для моделирования кривых контактов двухвалкового модуля, представленного на рисунке, воспользуемся допущением, применяемым в теории качения колеса: соотношение скоростей деформирования поверхностных слоев валков и обрабатываемого материала считаем постоянным. В этом случае выполняются условия (1).

Сначала находим уравнения кривой контакта нижнего валка. Эта кривая (линия A_1A_2) состоит из двух участков A_1K и KA_2 (см. рисунок). На участке A_1K происходит сжатие взаимодействующих тел, а на KA_2 – восстановление, где K – точка кривой контакта нижнего валка, лежащая на линии центров валков.

Найдем аналитические уравнения кривой контакта нижнего валка в полярных координатах с полюсом в центре нижнего валка O_1 . Тогда участок A_1K определяется полярным углом θ_{11} , а участок KA_2 – θ_{12} . Полярный радиус r_{11} какой-либо точки B_1 участка A_1K будет равен O_1B_1 , а радиус r_{12} какой-либо точки B_2 участка KA_2 – O_1B_2 (см. рисунок).

Согласно рисунку,

$$-\varphi_{11} - \beta \leq \theta_{11} \leq 0, \quad 0 \leq \theta_{12} \leq \varphi_{12} - \beta,$$

где $\varphi_{11}, \varphi_{12}$ – углы захвата и выхода (контактные углы) нижнего валка.

В каждой точке кривой контакта валков деформация контактирующих тел будет происходить по линии $n - n$, перпендикулярной кривой контакта валка (см. рисунок) [3].

В процессе взаимодействия с валками угол наклона обрабатываемого материала меняется: в зоне сжатия он уменьшается с величины γ_1 до нуля, а в зоне восстановления увеличивается с нуля до величины $\gamma_2 = m\gamma_1$, где m – коэффициент пропорциональности.

Поэтому примем, что

$$\gamma = \gamma(\theta_{11}) = a_{11}\theta_{11} + b_{11}, \quad -\varphi_{11} - \beta \leq \theta_{11} \leq 0, \quad \gamma = \gamma(\theta_{12}) = a_{12}\theta_{12} + b_{12}, \quad 0 \leq \theta_{12} \leq \varphi_{12} - \beta.$$

Коэффициенты a_{11} , b_{11} , a_{12} и b_{12} найдем по начальным и граничным условиям, когда $\theta_{11} = -\varphi_{11} - \beta$, $\gamma = -\gamma_1$; $\theta_{11} = \theta_{12} = 0$, $\gamma = 0$; $\theta_{12} = \varphi_{12} - \beta$, $\gamma = \gamma_2 = m\gamma_1$.

Тогда будем иметь

$$\gamma = \frac{\gamma_1\theta_{11}}{\varphi_{11} + \beta}, \quad -\varphi_{11} - \beta \leq \theta_{11} \leq 0, \quad \gamma = \frac{m\gamma_1\theta_{12}}{\varphi_{12} - \beta}, \quad 0 \leq \theta_{12} \leq \varphi_{12} - \beta.$$

Согласно условию (1) и рисунку, для участка A_1K имеем

$$\frac{\frac{D_1B_1}{\cos\psi}}{\frac{B_1C_1}{\cos\psi}} = \frac{\frac{dr_{11}}{dt}}{\frac{dh_1}{dt}} \quad \text{или} \quad \frac{D_1B_1}{B_1C_1} = \lambda_{11}, \quad (2)$$

где $\lambda_{11} = \frac{dr_{11}}{dh_1}$ – соотношение скоростей деформации поверхностного слоя нижнего валка и обрабатываемого материала при сжатии; ψ – угол между радиусом r_{11} и линией п – п.

Из рисунка следует, что

$$D_1B_1 = O_1D_1 - O_1B_1 = R_1 - r_{11}, \quad B_1C_1 = O_1B_1 - O_1C_1 = r_{11} - O_1C_1. \quad (3)$$

Из прямоугольных треугольников $\Delta A_1E_1O_1$ и $\Delta C_1E_1O_1$ находим

$$O_1C_1 = R_1 \frac{\cos(\varphi_{11} + \beta + \gamma)}{\cos(\theta_{11} + \gamma)}. \quad (4)$$

С учетом выражений (3) и (4) равенства (2) примут вид

$$\frac{R_1 - r_{11}}{r_{11} - R_1 \frac{\cos(\varphi_{11} + \beta + \gamma)}{\cos(\theta_{11} + \gamma)}} = \lambda_{11}. \quad (5)$$

Решив равенство (5) относительно r_{11} , найдем следующее уравнение кривой контакта участка A_1K :

$$r_{11} = \frac{R_1}{1 + \lambda_{11}} \left(1 + \lambda_{11} \frac{\cos(\varphi_{11} + \gamma + \beta)}{\cos(\theta_{11} + \gamma)} \right), \quad \gamma = \frac{\gamma_1\theta_{11}}{\varphi_{11} + \beta}, \quad -\varphi_{11} - \beta \leq \theta_{11} \leq 0. \quad (6)$$

Для упрощения дальнейших исследований в формуле (6) выражение $\cos(\varphi_{11} + \gamma + \beta)$, где $0 \leq \gamma \leq \gamma_1$, заменим выражением $\cos(\varphi_{11} + \gamma_1 + \beta)$. Тогда уравнения (6) примут вид

$$r_{11} = \frac{R_1}{1 + \lambda_{11}} \left(1 + \lambda_{11} \frac{\cos(\varphi_{11} + \gamma_1 + \beta)}{\cos(\theta_{11} + \gamma)} \right), \quad \gamma = \frac{\gamma_1\theta_{11}}{\varphi_{11} + \beta}, \quad -\varphi_{11} - \beta \leq \theta_{11} \leq 0. \quad (7)$$

Геометрический анализ показывает, что переход от формулы (6) к формуле (7) по существу означает замену прямой A_1E_1 прямой A_1M_1 (см. рисунок). Поскольку угол наклона слоя материала относительно линии центров обычно невелик, такая замена допустима (при этом погрешность вычислений не превышает 1.5–3.2 %).

Аналогично уравнению (7) находим уравнение кривой контакта участка KA_2 в виде

$$r_{12} = \frac{R_1}{1 + \lambda_{12}} \left(1 + \lambda_{12} \frac{\cos(\varphi_{12} + m_1 \gamma_1 - \beta)}{\cos(\theta_{12} + \gamma)} \right), \quad \gamma = \frac{m_1 \gamma_1 \theta_{12}}{\varphi_{12} - \beta}, \quad 0 \leq \theta_{12} \leq \varphi_{12} - \beta, \quad (8)$$

где $\lambda_{12} = \frac{dr_{12}}{dh_2}$ – соотношение скоростей деформации поверхностного слоя нижнего валка и обрабатываемого материала при восстановлении.

Обобщая уравнения (7) и (8), найдем уравнения кривой контакта нижнего валка:

$$\begin{cases} r_{11} = \frac{R_1}{1 + \lambda_{11}} \left(1 + \lambda_{11} \frac{\cos(\varphi_{11} + \gamma_1 + \beta)}{\cos(\theta_{11} + \gamma)} \right), & \gamma = \frac{\gamma_1 \theta_{11}}{\varphi_{11} + \beta_2}, \quad -\varphi_{11} - \beta \leq \theta_{11} \leq 0, \\ r_{12} = \frac{R_1}{1 + \lambda_{12}} \left(1 + \lambda_{12} \frac{\cos(\varphi_{12} + m_1 \gamma_1 - \beta)}{\cos(\theta_{12} + \gamma)} \right), & \gamma = \frac{m_1 \gamma_1 \theta_{12}}{\varphi_{12} - \beta}, \quad 0 \leq \theta_{12} \leq \varphi_{12} - \beta. \end{cases} \quad (9)$$

Аналогичное рассуждая и проведя преобразования как в анализе контактного взаимодействия обрабатываемого материала и нижнего валка, получим систему, определяющую уравнения кривой контакта верхнего валка:

$$\begin{cases} r_{21} = \frac{R_2}{1 + \lambda_{21}} \left(1 + \lambda_{21} \frac{\cos(\varphi_{21} - \gamma_1 - \beta)}{\cos(\theta_{21} - \gamma)} \right), & \gamma = \frac{\gamma_1 \theta_{21}}{\varphi_{21} - \beta}, \quad -\varphi_{21} + \beta \leq \theta_{21} \leq 0, \\ r_{22} = \frac{R_2}{1 + \lambda_{22}} \left(1 + \lambda_{22} \frac{\cos(\varphi_{22} + \beta - m_1 \gamma_1)}{\cos(\theta_{22} - \gamma)} \right), & \gamma = \frac{m_1 \gamma_1 \theta_{22}}{\varphi_{22} + \beta}, \quad 0 \leq \theta_{22} \leq \varphi_{22} + \beta, \end{cases} \quad (10)$$

где $\lambda_{21} = \frac{dr_{21}}{dh_1}$, $\lambda_{22} = \frac{dr_{22}}{dh_2}$ – соотношение скоростей деформации поверхностного слоя верхнего валка и обрабатываемого материала при сжатии и восстановлении соответственно.

Системы уравнений (9) и (10) определяют формы кривых контакта в двухвалковом модуле, представленном на рисунке. При этом влияние геометрических характеристик одного из валков на форму кривой контакта второго определяют углы контакта. В рассматриваемом двухвалковом модуле оба валка приводные. Для этого случая контактные углы двухвалкового модуля определяются следующими зависимостями [8]:

$$\begin{aligned} \varphi_{11} &= \frac{1}{R_1 + R_2} (R_2(v_{11} + v_{21}) - (R_1 + R_2)\beta_2 + \delta_1 \gamma_1), & \varphi_{21} &= \frac{1}{R_1 + R_2} (R_1(v_{11} + v_{21}) + (R_1 + R_2)\beta_2 - \delta_1 \gamma_1), \\ \varphi_{12} &= \frac{1}{R_1 + R_2} (R_2(v_{12} + v_{22}) + (R_1 + R_2)\beta_2 + m_1 \delta_1 \gamma_1), & \varphi_{22} &= \frac{1}{R_1 + R_2} (R_1(v_{12} + v_{22}) - (R_1 + R_2)\beta_2 - m_1 \delta_1 \gamma_1), \end{aligned}$$

где v_{11} , v_{21} – углы трения в начальный момент касания обрабатываемого материала с валками; v_{12} , v_{22} – углы трения в конце контакта обрабатываемого материала с валками.

В системах (9) и (10) в соотношении скоростей полностью входят деформационные характеристики обрабатываемого материала и обоих валков [5,8].

Системы уравнений (9) и (10) являются общими в том смысле, что они описывают все частные случаи взаимодействия обрабатываемого материала с парами валков. Так, например, из системы уравнений (9) и (10) можно получать следующие частные случаи:

1. Валки имеют недеформируемое покрытие, обрабатываемый материал – упругопластичный. В этом случае $dr_{11}=0$, $dr_{12}=0$, $dr_{21}=0$ и $dr_{22}=0$. Поэтому $\lambda_{11}=0$, $\lambda_{12}=0$, $\lambda_{21}=0$, и $\lambda_{22}=0$. Тогда из системы (9) и (10) имеем $r_1=R_1$, $-\varphi_{11} \leq \theta_1 \leq \varphi_{12}$, $r_2=R_2$, $-\varphi_{21} \leq \theta_2 \leq \varphi_{22}$.

2. Валки имеют упругопластичное покрытие, обрабатываемый материал – недеформируемый. В этом случае $dh_1=0$ и $dh_2=0$. Тогда $\lambda_{11}=\infty$, $\lambda_{12}=\infty$, $\lambda_{21}=\infty$ и $\lambda_{22}=\infty$. С учетом этих величин из системы (9) и (10) имеем: $r_1 = R_1 \frac{\cos \varphi_1}{\cos \theta_1}$, $-\varphi_1 \leq \theta_1 \leq \varphi_1$, $r_2 = R_2 \frac{\cos \varphi_2}{\cos \theta_2}$, $-\varphi_2 \leq \theta_2 \leq \varphi_2$.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Фомин Ю. Г. Разработка теоретических основ и средств повышения эффективности обработки тканей валковыми модулями отделочных машин: Дис.... докт. техн. наук. Иваново, 2001. – 406 с.
- [2] Хуррамов Ш. Р. Математическая модель взаимодействия волокнистого материала с отжимными валами // Материалы XVI Международной научной конференции «Математические методы в технике и технологиях». Сб. научных трудов. Ростов-на-Дону, 2003. Т.5. С. 100–102.
- [3] Хуррамов Ш. Р. Расчет напряжений при взаимодействии волокнистого материала с отжимными валами // Материалы XVII Международной научной конференции «Математические методы в технике и технологиях». Сб. научных трудов. Кострома, 2004. Т.1. С. 114–116.
- [4] Выдрин А. В., Иванова Е. Е. Усилие при существенно несимметричной прокатке листов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Металлургия». 2008. №24. С. 51–54.
- [5] Водяник И. И. Воздействие ходовых систем на почву. М.: Агропромиздат, 1990. –172 с.
- [6] Хайлис Г. А. Определение глубины колеи и силы сопротивления перекачиванию по почве свободного пневматического колеса // Достижения науки и техники АПК. 2006. №4. С.10–14.
- [7] Пелевин Л. Е. и др. Определение равновесной формы продольной линии контакта колеса с пневматической шиной при взаимодействии с деформирующей опорной поверхностью // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. Київ. 2004. Т.64. С. 44–48.
- [8] Хуррамов Ш. Р. и др. К решению некоторых контактных задач двухвалковых модулей // Вестник Тамбовского ГТУ. 2019. Т. 25. №3. С.486–499.

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

Дата поступления
24.10.2019

Ш.Р. Хуррамов, Г.А. Бахадиров, А.Абдукаримов. Икки валли носимметрик модуларда контакт эгри чизикларини ўзига хос хусусиятлари

Мақолада икки валлик модулнинг контакт эгри чизиклари тенгламалари ҳосил қилинган. Бу тенгламалар ишлов берилувчи материал билан валлар жуфтлиги ўзаро таъсирининг барча хусусий ҳолларини ифодалайди.

Sh.R. Hurramov, G.A.Bakhadirov, A.Abdukarimov. Features of a curve contact in asymmetric two-roll module

The equations of the contact curves of a two-roll module are obtained in the article. These equations describe all special cases of interaction of the processed material with pairs of rolls.

УДК 631.35У:633.51

Р.Д. МАТЧАНОВ, А.А. РИЗАЕВ, С.УСАРОВ, А.Г. ТОЛИБАЕВ, ДЖ.ТЕМИРОВ

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА РАБОТУ ХЛОПКОУБОРОЧНЫХ АППАРАТОВ

Постановление Президента РУз № ПП-4410 от 31 июля 2019 г. «О мерах по ускоренному развитию сельскохозяйственного машиностроения, государственной поддержке обеспечения аграрного сектора сельскохозяйственной техникой» определило направление развития сельхозмашиностроения на ближайшую перспективу, и при этом уборка урожая хлопчатника машинами остаётся актуальной и востребованной. При поддержке Министерства инновационного развития Узбекистана в этом направлении выполняются фундаментальные, прикладные и инновационные проекты межведомственного характера с участием институтов АН РУз, Технического университета и институтов Минвуза РУз, конструкторских бюро и промышленных предприятий. Объединение коллективов этих организаций позволило целенаправленно двигаться по созданию и модернизации отечественной хлопкоуборочной машины на кластерной основе [1].

Целью статьи является на основе аналитического обзора и анализа результатов испытаний хлопкоуборочных машин различной конструкции в Узбекском государственном центре по сертификации и испытанию сельскохозяйственной техники и технологии (УЗГЦИТТ) с 1949 по 2017 г. выдача рекомендаций по повышению их эффективности.

Как известно, механизированная уборка урожая хлопчатника в настоящее время осуществляется шпиндельными хлопкоуборочными аппаратами. Многолетние испытания хлопкоуборочных машин различных конструкций в Узбекистане, США, Австралии, Израиле показали эффективность работы машин с горизонтально-шпиндельными, а в наших условиях, кроме того, и вертикально-шпиндельными аппаратами.

Кратко охарактеризуем технологические процессы, происходящие в современных горизонтально- и вертикально-шпиндельных аппаратах, основываясь на работы [2, 3, 4].

Как известно, кусты растения хлопчатника имеют пространственную геометрическую форму с расположением коробочек в ярусах и по естественной спирали, а физико-механические свойства его стеблей, коробочек зависят от биологической особенности сорта и агротехнологии возделывания. Поэтому для сбора урожая из раскрытых коробочек необходимо использовать пространственно расположенные рабочие органы. И в этом отношении уборочный аппарат с горизонтально-шпиндельными рабочими органами имеет более благоприятные условия, а процесс сбора хлопка-сырца происходит в следующей последовательности, которая подробно описана в [2–6]:

1. Попадая в рабочий аппарат, растение сжимается до толщины около 80 мм под действием подпружиненных поджимных щитов, которые при соприкосновении с посторонним предметом подаются назад.

2. Зубчатые шпиндели, вращающиеся вокруг горизонтальной оси со скоростью 3660 об/мин (при форсированных режимах работы машины $n_m=3900–4150$ об/мин), проникают практически во всю толщину спрессованной массы растения. Кулачковый механизм ориентирования шпиндельной кассеты обеспечивает нужное положение оси шпинделя относительно направления движения машины. Поскольку шпиндельный барабан и сами шпиндели имеют независимые зубчатые передачи, шпиндели могут вращаться с большой скоростью, в то время как частота вращения барабана синхронизирована с рабочей скоростью машины. Зубчатые шпиндели совершают в своей зоне действия суммарно девять оборотов, что обеспечивает высокую эффективность сбора хлопка.

3. Хлопок, намотавшийся таким образом на шпиндельные зубцы, извлекается из массы растения, отводится от растения, пропускается через гребенку, что в сочетании с высокой скоростью вращения шпинделей способствует встряхиванию мусора с собранного материала. Сор отводится из аппарата через отверстия, расположенного в продувном канале задней части корпуса.

4. Шпиндель с намотанным на него хлопком проходит под обрезающим съемник. Скорость поверхности съемника намного превышает скорость поверхности шпинделя, причем движение съемника включает составляющее движение, направленное как перпендикулярно, так и параллельно относительно оси шпинделя. Благодаря этому хлопок сматывается, снимается со шпинделя и попадает на пневматический транспортер.

5. Освободившийся от хлопка шпиндель продолжает свое орбитальное движение и входит в соприкосновение с резиновой подушкой увлажнителя, которая направляет поток очищающей жидкости на поверхность шпинделя и смывает с него остатки растительного сора, после чего шпиндель готов к новому рабочему циклу.

Шпиндели смонтированы на кассетах, которые в свою очередь установлены в цапфах вокруг вертикальной оси, образуя барабан [2, 3].

Процесс сбора хлопка-сырца в вертикально-шпиндельном хлопкоуборочном аппарате, в отличие от горизонтального, протекает по принципу приспособления растений хлопчатника к цилиндрическим поверхностям попарно вращающихся и обкатывающих кусты шпиндельных барабанов [2, 3].

Разработанный на основе изобретения Л.М.Розенблюма [5] технологический процесс в аппарате современной вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины протекает следующим образом: кусты хлопчатника специальными кустонаправителями направляются в рабочие камеры, где вследствие противоположного к движению машины вращательного движения шпиндельные барабаны обкатывают кусты, сжимая их до размеров зеленой коробочки хлопка и транспортируют к наиболее узкой части рабочей камеры (22–40 мм). При этом зубья шпинделей (зубчатый цилиндр на 2-х опорах с приводным роликом), направленные в сторону их вращения (гипоциклический привод), вкалываются в дольки хлопка, наматывают их на цилиндрическую поверхность и благодаря реверсу шпинделя часть (до 75–80%) намотки сбрасывается с его поверхности, а часть намоток хлопка-сырца снимается (счесывается) вращающимися в этом же направлении щеточными съемниками (линейная скорость щеток в 4 раза больше, чем скорость шпинделя) и под действием центробежной силы хлопок с поверхности съемника сбрасывается в щелевую приемную камеру уборочного аппарата.

Далее дольки, комки хлопка из приемных камер аппарата увлекаются всасывающим воздушным потоком при помощи вентиляторов и, проходя через крыльчатки вентилятора, нагнетаемым воздушным потоком перебрасываются в бункер машины. Шпиндели, вращаясь по орбите вместе с барабаном (водило планетарного механизма), входят в рабочую камеру аппарата и роли-

ки шпинделя, ударяясь о ремень прямого вращения (гипоциклическая передача), изменяют направление вращения и процесс сбора повторяется [2, 3].

Материалы государственных сравнительных испытаний их в лабораторно-полевых и хозяйственных условиях позволили проанализировать влияние различных факторов на количественные и качественные показатели работы машины. Для этого были выбраны более 80 протоколов, актов и отчетов об испытаниях свыше 170 хлопкоуборочных машин в УзГЦИТТ.

В сравнительных испытаниях вертикально-шпиндельные аппараты 2-кратного 2-стороннего воздействия на кусты хлопчатника были оснащены шпиндельными барабанами с диаметрами по центрам шпинделей от 136 до 298 мм, частотой вращения от 93 до 106 мин⁻¹ на первой и 124–130 мин⁻¹ на второй рабочих скоростях, количеством шпинделей от 7 до 18 шт. После 1967 г. барабан с диаметром 292 мм укомплектовывался 12-шпинделями с диаметром шпинделей Ø 24 мм, а с 1978 г. – составными шпинделями с Ø 28,2 мм. Съемники щеточно-планчатого типа диаметром Ø 98 мм и частотой вращения 1700–1900 мин⁻¹, частота вращения шпинделя в рабочей зоне находилась в пределах 1140–1240 мин⁻¹, в зоне съема – 1000–1100 мин⁻¹. Коэффициент опережения барабана находился в пределах 1.36–1.53 [2, 4, 7].

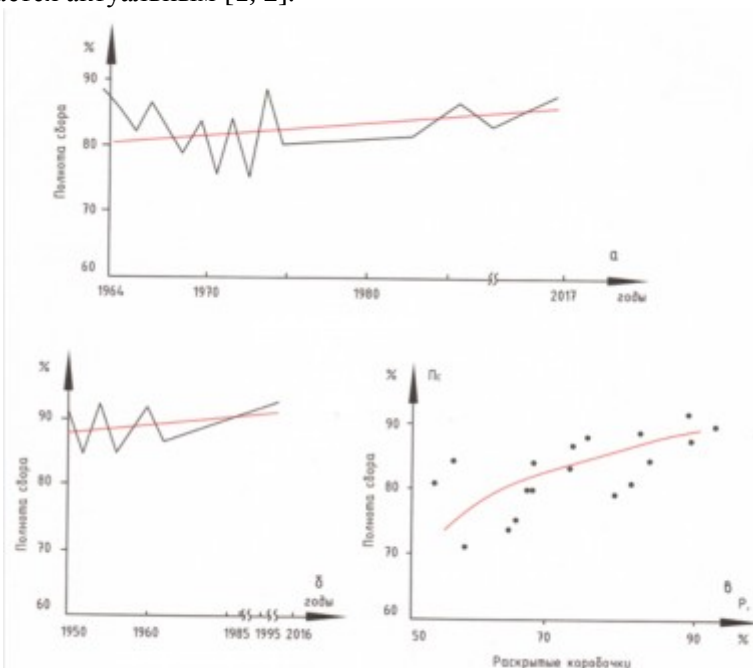
Параметры горизонтально-шпиндельных уборочных аппаратов и машин, участвовавших в сравнительных испытаниях, были следующими: диаметр барабана – Ø210 мм; количество шпинделей на кассете – 15 шт. (СХС-1,2; СХС-1,4), John Deere – 14 или 20 шт.; Case – 18 шт.; частота вращения шпинделей – от 2140 до 3660 и 4150 мин⁻¹, барабана – от 93 до 158 мин⁻¹ и скорость движения машины на первом сборе – 1.12 – 1.56 м/с, а на втором сборе она доходила до 1.7–1.8 м/с. В зависимости от количества кассет на барабанах общее количество шпинделей изменилось от 720 шт. (СХС-1,2; 1ХГ) до 1920 шт. (в 4-рядной машине фирмы Case и John Deere). В настоящее время, исходя из условий унификации, на барабанах многорядных машин устанавливаются по 12 кассет с 18-шпинделями или 432 шт. шпинделей в аппарате [3]. Конструкции отечественных горизонтально-шпиндельных машин, в основном, навесная и полуприцепная, а у машин США и КНР – самоходная в виде комбайна, что сужает их использование. По требованию рынка за последнее время начат выпуск навесных и прицепных машин.

Агрофоны участков в приделающих опытах имели следующие характеристики: густота стояния растения – 60–110 тыс. шт/га (в отдельных картах она доходила до 145 тыс. шт/га), урожайность по раскрытым коробочкам изменялась в пределах 19.5–42 ц/га, раскрытие коробочек – в пределах 44–95 % (в отдельных опытах – до 99%), количество коробочек на одном растении (кусте) – 7–15 шт. (средневолокнистый хлопок) и 14–22 шт. (длинноволокнистый хлопок). Высота и ширина куста хлопчатника, в основном, были в пределах агротребований [8, 9].

Из приведенных данных видно, что конструкции хлопкоуборочных машин, режимы их работы, агрофон участка испытания отличаются друг от друга, но при обработке результатов испытаний основным показателем работы машин была полнота сбора урожая хлопка из раскрытых коробочек растения. Наш анализ построен на изучении полноты сбора хлопка при однократном проходе машины и оценки изменчивости засоренности собранного хлопка шпиндельными машинами. Как известно, кроме прочих равных условий, урожайность хлопчатника и количество раскрытых коробочек на растении к моменту уборки хлопка характеризуют эффективность и своевременность процесса сбора урожая. На рисунке приведены в виде соответствующих графиков изменения полноты сбора хлопка (P_c) за определенный период (годы) непрерывных испытаний вертикально- (а), горизонтально- (б) шпиндельных машин и влияние степени раскрытия (Р) коробочек хлопчатника на полноту сбора урожая хлопка.

Если проследить тенденцию изменения полноты сбора хлопка, собранного машинами с горизонтально- и вертикально-шпиндельными уборочными аппаратами за однократный проход по рядкам хлопчатника, то она в усредненном виде носит линейный характер, наклоненный под возрастающим углом к оси абсцисс (годы испытания). При этом усредненное значение этого показателя для горизонтально-шпиндельной машины равно 89.1 ± 4.1 % от раскрытой части урожая. У вертикально-шпиндельной машины для междурядья 90 см – 82.4 ± 6.4 %, а для междурядья 60 см – 81.0 ± 6.7 %. Эти значения относятся к машинам, выпускаемым производством. Есть отдельные улучшенные данные по агропоказателям машин вертикально-шпиндельного типа с уборочными аппаратами 14–15 - шпинделями на барабанах, многократной обработки кустов хлопчатника и со специальным механизмом завода кустов хлопчатника в рабочую камеру аппарата. Но эти улучшения не носят стабильный и устойчивый характер, так как они существенным образом зависят от

подготовленности агрофона под машинный сбор, агротехнологии выращивания, сортовых особенностей хлопчатника и погодных условий. Поэтому сформулированное в проекте слово «рискованное земледелье» остается актуальным [1, 2].



Изменение полноты сбора хлопка вертикальными (а), горизонтальными (б) шпиндельными хлопкоуборочными машинами за годы испытания и в зависимости от степени раскрытия коробочек хлопчатника (в)

Если более детально проследить закономерность изменения полноты сбора по годам, то для машины с горизонтально-шпиндельными уборочными аппаратами (2-, 4-рядные) наименьшее значение ее равно 83.8% и наибольшее – 95.2% при уборке урожая с рядкового посева хлопчатника. Эта же величина у машин с вертикально-шпиндельными аппаратами изменяется от 74.0 до 88.8%, а в отдельных случаях – до 90.5%, что связано с агротехнологиями возделывания, биологическими сортами, погодными условиями и подготовленностью агрофона хлопкового поля. Показатели работы машины существенно зависят от раскрытия коробочек, т.е. чем больше количество раскрытых коробочек, тем выше полнота сбора что подтверждено многолетними испытаниями. Обработка результатов опытов позволила установить уточненную эмпирическую зависимость между раскрытием коробочек хлопчатника и полнотой сбора в виде параболы

$$P_c = -0.008397 \cdot P^2 + 1.574675 \cdot P + 13.39043$$

где P_c – полнота сбора хлопка машиной, %; P – раскрытие коробочки, %.

Коэффициенты регрессии определены по известному методу наименьших квадратов, при этом коэффициенты коррекции равны 0.83997, детерминации – 0.70555, а средняя ошибка аппроксимации – 3.325603 %.

Раскрытие коробочек хлопчатника также влияет на засоренность собранного хлопка. Машины с горизонтально-шпиндельными аппаратами при раскрытии коробочек P от 44 до 60% показывали засоренность $Z=7.5-15.4\%$, при раскрытии 65–75% она изменяется в пределах $Z=5.4-10.2\%$ и при раскрытии коробочек свыше 80% она изменяется до $Z=5.8-9.4\%$.

Для машин с вертикально-шпиндельными аппаратами подобные результаты изменяются следующим образом:

$$\begin{aligned} P=45-60\%, & \quad Z=6.0-14.0\%; \\ P=65-75\%, & \quad Z=5.2-11.6\%; \\ P \geq 80\%, & \quad Z=4.5-9.7\%. \end{aligned}$$

Следовательно, независимо от конструкции уборочных аппаратов засоренность собранного хлопка зависит от качества подготовки агрофона к машинному сбору. Следует отметить, что полнота сбора на уровне свыше 90% современными горизонтально-шпиндельными аппаратами

при раскрытии коробочек более 90% обеспечивается за один проход машины, а вертикально-шпиндельными аппаратами – за два прохода.

Анализ результатов многолетних испытаний хлопкоуборочных машин в УзГЦИТТ показал, что:

- для обеспечения наибольшей эффективности машинного сбора хлопка (полнота сбора не менее 90%, засоренность собранного хлопка – до 10% и потери хлопка на землю – менее 4%) агрофон участка хлопкового поля должен быть строго на уровне требований ГОСТа 22 587-91 и О'zSt 3225-2017;

- усредненные значения полноты сбора у машин с горизонтально-шпиндельными аппаратами на 7–8% выше, чем у машин с вертикальными шпинделями, а с увеличением раскрытия коробочек засоренность собранного хлопка снижается до 1.4–1.6 раза независимо от конструкции уборочного аппарата. В связи с этим уборка хлопка при большем количестве раскрытых коробочек хлопчатника повышает эффективность работы хлопкоуборочных машин не менее чем на 1.2 раза;

- с целью повышения эффективности работы хлопкоуборочной машины и снижения расходов на эксплуатацию следует разработать машину селективного сбора, т.е. на основе единого энергетического модуля необходимо создать машину как с горизонтально-, так и с вертикально-шпиндельными аппаратами;

- для повышения производительности работы машины следует применять дробный способ уборки [10] хлопка при раскрытии коробочек не менее 90% от созревшего урожая, суть которого заключается в том, что после первого прохода машины один блок аппаратов выполняет первый (основной), другой – второй (добор остатков) сбор.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Матчанов Р. Д. Интеграция фундаментальной, прикладной, вузовской науки с производством на базе научно-технического кластера // Узб. журнал «Проблемы механики». 2018. №4. С. 88–91.
- [2] Матчанов Р. Д. Хлопкоуборочные машины 1929-2010 гг. Ташкент: Fan va texnologilar, 2013. – 352 с.
- [3] Ризаев А. А. Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент: Фан, 2017. – 168 с.
- [4] Сабликов М. В. Хлопкоуборочные машины. М.: Агропромиздат, 1985. – 207 с.
- [5] А.с. 75225 SU. Хлопкоуборочная машина // Авт. изобр. Л. Роземблум М., 1937.
- [6] Перспективы развития комплексной механизации возделываний и уборки хлопчатника // Сб. докладов советских и американских ученых и специалистов на симпозиуме в г.Ташкенте 10-11 октября. 1977. М.: ЦНИИТЭИ, 1978. – 156 с.
- [7] Ризаев А. А. Научные основы повышения эффективности технологического процесса в хлопкоуборочном аппарате, обеспечивающие биологическое качество хлопка, волокна: Дис.... докт. техн. наук. Ташкент, 1996. – 346 с.
- [8] ГОСТ 22587-91. Машины хлопкоуборочные. Общие технические требования.
- [9] О'zDSt 3225-2017. Машины хлопкоуборочные. Методы испытаний. Введен с 04.10.2017. Ташкент: О'zDSt. –32 с.
- [10] Матчанов Р. Д. и др. Положительное решение на получение патента РУз по заявке 2016 0115 от 30.03.2016 г.

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

Дата поступления
24.09.2019

Р.Д. Матчанов, А.А. Ризаев, С.Усаров, А.Г. Толибаев, Дж.Темиров. Пахта териш аппаратлари ишига таъсир этувчи омилларнинг таҳлили

ЎзҚХТТСДМ да 1949-2017 йиллар оралиғида ўтказилган горизонтал ва вертикал шпинделли аппаратлар билан жиҳозланган пахта териш машиналарининг синов натижалари таҳлили келтирилган. Пахта даласи шароитидан келиб чиқиб терим тўлиқлиги ва пахтанинг ифлосланишининг ўзгариш тенденциялари аниқланган ва машиналардан самарали фойдаланиш учун тавсиялар берилган.

R.D. Matchanov, A.A. Rizayev, S. Usarov, A.G. Tolibayev, Dj. Temirov. Analysis of factors affecting the operation of cotton pickers

According to the materials of state tests at the UzSCTIT from 1949 to 2017 the analysis of operation of cotton-picking machines with horizontal and vertical spindle units was carried out. The patterns of changes in the completeness of picking and the weediness of cotton over the years of testing as well as depending on the agricultural background were revealed. Recommendations on the harvesting technology and efficient use of these machines are given.

К ПРОЦЕССУ СЪЕМА ВОЛОКНА С ЗУБЬЕВ ПИЛ ПИЛЬНОГО ДЖИНА

При движении потока не только в прямолинейном, но и в криволинейном канале возникают вторичные движения, вызывающие перестройку всего поля скоростей. Как утверждает М.Е. Дейч [1], при движении жидкой частицы М по криволинейной траектории на нее действует центробежная сила инерции $dF_{ц}$, равная

$$dF_{ц} = \frac{V_{\theta}^2}{r} dm = pr d\varphi dr \cdot \left(\frac{V_{\theta}^2}{r} \right). \quad (1)$$

Сила dR уравнивающая силу $dF_{ц}$, определяется по формуле

$$dR = \Delta P r d\varphi,$$

где ΔP – перепад давления на площадь $K y dS$.

Приближённо условие радиального равновесия М.Е.Дейчем представлено в виде

$$dP = \rho v_{\theta}^2 \cdot \frac{dr}{r}. \quad (2)$$

Отсюда, пользуясь уравнением Эйлера ($dp = -\rho v_{\theta} dv_{\theta}$), получим, следовательно,

$$2\pi r v_{\theta} = T_0 = const,$$

где T_0 – циркуляция скорости [1] в криволинейном канале, с увеличением r радиуса кривизны убывающая по гиперболическому закону.

Отсюда следует, что при входе в поворот вдоль выпуклой стенки поток ускоряется, а вдоль вогнутой – тормозится. На выходе из поворота вдоль обводов поток тормозится, а на обводе – ускоряется [1].

По условию сплошности в ядре потока возникают компенсирующие течения, направленные к нижнему обводу. В результате в криволинейном канале образуется вторичное вихревое движение (зона завихрения). Структура вторичного движения и дополнительная потеря энергии, обусловленная этим течением, существенно зависят от геометрической формы канала и режима течения (рис.1).

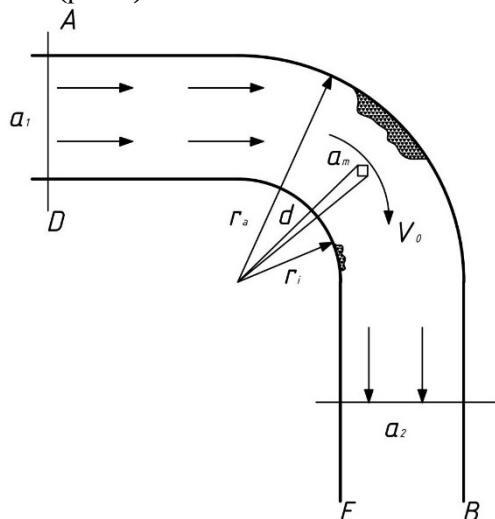


Рис.1. Геометрическая форма канала

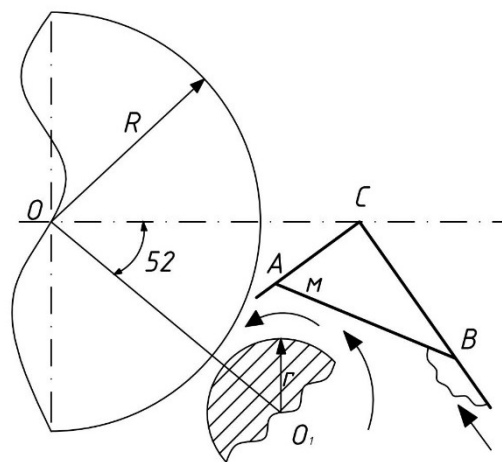


Рис.2. Волокносьёмник нижнего съема

Таким образом, для уменьшения потерь в коленах, в первую очередь, необходимо сократить отрывные зоны, а затем соответствующей конфигурацией канала стремиться уменьшить интенсивность вторичных течений. В работе [1] приведены данные Неппстра, указывающие на влияние некоторых относительных геометрических характеристик канала прямоугольного сечения на

коэффициент потери $\xi_{\text{пов}}$ при повороте потока на 90° . Для каждого радиуса r_i (см. рис. 1) по Непперту существует оптимальный радиус вогнутого обвода r_a , обеспечивающий минимальный уровень потерь. Согласно опытным данным, $(r_a/r_i)_{\text{опт}} = 1.1 \div 1.2$ при $a_1 = a_m = a_2$.

Известные волоконсъемные устройства верхнего и нижнего съёмов пыльного джина ДП-130 содержат воздушную камеру, козырек треугольной формы (рис. 2), направляющую трубку прямоугольной формы и приемный патрубок [2]. Недостатком данной конструкции являются высокий расход воздуха, потери скорости и энергии из-за треугольной формы козырька, а также большого угла отгибания воздушного потока направляющей трубки до сопла. Невысокий эффект съема волокон хлопка с зубьев пил вызван необоснованностью аэродинамических, технологических и других параметров между направляющей трубкой и поверхностью пыльного цилиндра. При этом угол α между горизонтальной осью пыльного барабана и центром направляющего цилиндра принят равным $\alpha\pi = 50^\circ \pm 30^\circ$ (см. рис. 2). Впоследствии наблюдается низкий эффект съема волокон с зубьев пыльного цилиндра.

Предлагаемая математическая модель для решения задачи посвящена снижению падения скорости (давления) нагнетаемого воздуха, уменьшению потерь энергии и угла $\alpha\pi$ до 24° , увеличению эффективности съема волокна с зубьев пыльного цилиндра за счет плавности поворота потока около козырька верхней обшивки. Следуя данным Непперта, рассмотрим решение задачи о волоконсъемнике нижнего съема (см. рис. 2), так как процесс верхнего съема протекает аналогично.

Геометрические размеры пыльных зубьев одинаковы периодически и все они благодаря вращению пыльных цилиндров проходят через зоны съема волокна. Воздух, вытекающий из сопла воздушной камеры, равномерно обтекает все пыльные барабаны. Следовательно, условия обтекания пыльных зубьев одинаковы. Благодаря этому условию можно рассмотреть обтекания одного из них [2] в виде наклонной пластинки. При такой постановке задача решается методами теории струй с применением методов теории функций комплексного переменного. Рассмотрена двумерная задача. Течение потенциальное (рис. 3), за вспомогательную область принята верхняя полуплоскость параметрического переменного $G_t(t = \xi + i\eta)$, на которой точки расположены следующим образом: $A(\xi = -\infty)$, $B(\xi = -b)$, $C(\xi = -c)$, $D(\xi = -d)$, $F(-1 < \xi < 1)$, $A_1(\xi = 1)$, $B_1(\xi = b_1)$, $A(\xi = \infty)$ [2].

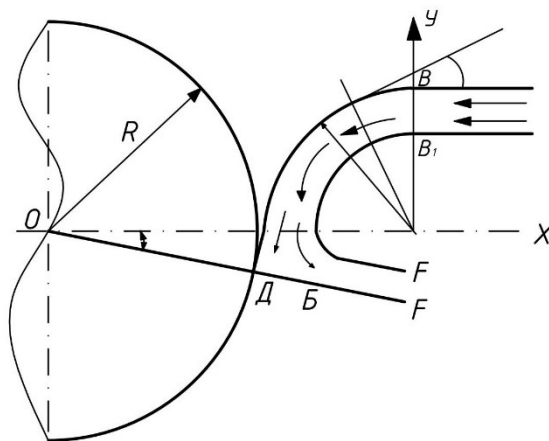


Рис.3. Схема потока воздуха в волоконсъемнике

Предположим: 1) $a_1/a_2 > 1$ (см. рис.1 и рис.3). Прямая АВ под углом $\alpha_2\pi$ ($-\pi < \alpha_2\pi < -\pi/6$) касательная к дуге ВС в точке В.

В данном случае производная функции комплексного потенциала будет

$$\frac{dW}{dt} = \frac{N}{t - f}$$

где $N = -\frac{q_A}{\pi}$ — расход потока в начале канала (АА).

Построим значения функции Жуковского $\omega(t) = \tau + i\theta$. Для этого введем новую функцию

$$\omega_1(t) = \omega(t) / R(t).$$

Здесь $\tau = \ln \frac{v_0}{v}$, $v=v(t)$ – скорость жидкости, $v_0=\text{const}$; $\theta = \theta(t)$ – угол вектора скорости частиц,

$$R(t) = \sqrt{t^2 - 1}.$$

Тогда

$$\Im m w_1(t) \left\{ \begin{array}{l} \frac{\alpha_2 \pi}{R(t)}, \text{ при } -\infty < t < -b, (AB) \\ \frac{\theta_1 \pi}{R(t)}, \text{ при } -b < t < -c, (BC) \\ \frac{\alpha_3 \pi}{R(t)}, \text{ при } -c < t < -d, (CD) \\ \frac{\alpha \pi}{R(t)}, \text{ при } -d < t < -1, (DE) \\ \frac{\theta}{R(t)}, \text{ при } -1 < t < 1, (EFA_1) \\ \frac{\theta_2(t)}{R(t)}, \text{ при } 1 < t < b_1, (A_1 B_1) \\ \frac{\pi}{R(t)}, \text{ при } b_1 < t < A, (B_1 A) \end{array} \right. \quad (3)$$

Здесь с учетом (3) и пользуясь интегральной формулой Шварца [2], для функции $\omega(t)$ получим:

$$\omega(t) = R(t) \sum_{i=1}^5 I_i(\xi_1 t). \quad (4)$$

Тогда

$$\begin{aligned} I_0(\xi_1 t) &= \alpha_2 \int_{-\infty}^{-b} \frac{d\xi}{R(\xi)(\xi - t)} \text{ при } i = 0, & I_1(\xi, t) &= \frac{1}{\pi} \int_{-b}^{-c} \frac{\theta_1(\xi) d\xi}{R(\xi)(\xi - 1)} \text{ при } i = 1, \\ I_2(\xi, t) &= \alpha_3 \int_{-c}^{-d} \frac{d\xi}{R(\xi)(\xi - 1)} \text{ при } i = 2, & I_3(\xi, t) &= -a \int_{-d}^{-1} \frac{d\xi}{R(\xi)(\xi - 1)} \text{ при } i = 3, \\ I_4(\xi, t) &= \frac{1}{\pi} \int_1^{b_1} \frac{\theta_2(\xi) d\xi}{R(\xi)(\xi - 1)}; \text{ при } i = 4, & I_5(\xi, t) &= \int_{b_1}^{\infty} \frac{d\xi}{R(\xi)(\xi - 1)} \text{ при } i = 5. \end{aligned}$$

Отсюда после вычисления интегралов для функции сопряжённой комплексной скорости имеем

$$\dot{v}(t) = f^{-1}(t) \text{ или } v = v_0 \exp[-\omega(t)] \text{ где } v(t) = \frac{v(t)}{v_0}, \quad f(t) = \prod_{i=0}^5 I_{0i}(t), \quad (5)$$

$$\begin{aligned} I_{00}(t) &= \left[\frac{\sqrt{(-b-t)} \cdot \sqrt{1-t} + \sqrt{-1-t}}{\sqrt{(b-1)(t-1)} + \sqrt{(b+1)(-1-t)}} \right]^{2\alpha_2}, \text{ при } i=0, \\ I_{01}(t) &= \left[\frac{\sqrt{(c-1)(t-1)} + \sqrt{(c+1)(t+1)}}{\sqrt{(b-1)(t-1)} + \sqrt{(b+1)(t+1)}} \right]^{2\theta_1(t)} \cdot \left(\frac{\sqrt{b^2-1}-b}{\sqrt{c^2-1}-c} \right)^{\frac{\alpha_2-\alpha_3}{c-b}} \text{ при } i=1, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{02}(t) &= \left[\frac{\sqrt{(d-1)(1-t)} + \sqrt{(c+1)(t+1)}}{\sqrt{(c-1)(1-t)} + \sqrt{(c+1)(-1-t)}} \cdot \sqrt{\frac{c+t}{d+t}} \right]^{2\alpha_3} \quad \text{при } i=2, \\
I_{03}(t) &= \left[\frac{2\sqrt{-d-t}}{\sqrt{(d-1)(1-t)} + \sqrt{(d+1)(-1-t)}} \cdot \sqrt{\frac{c+t}{d+t}} \right]^{2\alpha} \quad \text{при } i=3, \\
I_{04}(t) &= \left[\frac{\sqrt{(b_1+1)(t-1)} + \sqrt{(b_1-1)(t+1)}}{\sqrt{(b_1-t)}} \right]^{2\theta_2(t)} \cdot (\sqrt{b^2-1} + b)^{\frac{1-\alpha_3}{b_1-1}} \quad \text{при } i=4, \\
I_{05}(t) &= \left[\frac{\sqrt{t-1} + \sqrt{t+1} + \sqrt{b_1-t}}{\sqrt{(b_1+1)(t-1)} + \sqrt{(b_1-1)(t+1)}} \right]^2, \quad \text{при } i=5,
\end{aligned}$$

При вычислении формулы (5) необходимо учесть, что

$$\lim_{t \rightarrow -d} I_{02}(t) \cdot I_{03}(t) = 0 \quad \text{при } \alpha_3 > \alpha.$$

Аналогично в выражении $I_{04}(t) \cdot I_{05}(t)$

$$y = \lim_{t \rightarrow b_1} (\sqrt{b_1-t})^2 \cdot \left[\frac{1}{\sqrt{2(b_1-t)}} \right]^{2\theta_2(t)} = 1.$$

Далее $I_{00}(t) \cdot I_{01}(t)$

$$y = \lim_{t \rightarrow -b} (\sqrt{-b-t})^{-2\alpha_2} \cdot (\sqrt{b+t})^{2\theta_1(t)} = 1.$$

В выражении $I_{01}(-c) \cdot I_{02}(-c)$ необходимо принять

$$y = (\sqrt{c+t})^{-2\theta_1(t)} \cdot (\sqrt{c+t})^{-2\alpha_3} = 1.$$

Для геометрии задачи из (1) и (5) получим

$$\frac{dz}{dt} = \frac{dt}{dW} \frac{dW}{dt} = \frac{L_A}{\pi} f(t), \quad (6)$$

где L_A – ширина в начале канала (АА);

$$f(t) - \exp \omega(t) = \prod_{i=0}^f I_{oi}(t).$$

Рассмотрим функцию $z(t)$, аналитическую в области G_t и квазиконформно отображающую область G_z на G_t . Пользуясь (2) и (6) получим систему обыкновенных дифференциальных уравнений для граничных значений $z(t)$ на $\text{Re } G_t$ [2].

- Вдоль стенки ВС: $-b < \xi < -c$ при $\eta = 0$:

$$\begin{cases} x\xi = Nf_1(\xi) f(\xi) \cos \theta_1(\xi) \\ x\xi = Nf_1(\xi) f(\xi) \sin \theta_1(\xi) \end{cases}, \quad (7)$$

$$\text{где } N = \frac{1}{\xi - f}, \quad \theta_1(\xi) = \frac{(\alpha_2 - \alpha_3)\xi - (\alpha_3 b - \alpha_2 c)}{c - b} = \begin{cases} \alpha_2 \pi & \text{при } \xi = -b \\ \alpha_3 \pi & \text{при } \xi = -c \end{cases}$$

- Вдоль стенки А₁В₁: $1 < \xi < b$ при $\eta = 0$:

$$\begin{cases} y\xi = Nf_1(\xi) f(\xi) \cos \theta_2(\xi) \\ y\xi = Nf_1(\xi) f(\xi) \sin \theta_2(\xi) \end{cases}. \quad (8)$$

Здесь

$$\theta_2(\xi) = \frac{(1-\alpha_3)\xi - (\alpha_3 b_1 - 1)}{b_1 - 1} = \begin{cases} \pi & \text{при } \xi = b_1 \\ \alpha_3 \pi & \text{при } \xi = 1 \end{cases}$$

Для определения формы криволинейной стенки ВС из (7) получим

$$\left. \begin{aligned} x_\xi &= x(-c) + NI_1(\xi_1 - c) \\ y_\xi &= y(-c) + NI_2(\xi_1 - c) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Здесь

$$\begin{aligned} I_1(\xi_1 - c) &= \int_{-b}^{\xi} f_1(\xi) f(\xi) \cos \theta_1(\xi) dx, \\ I_2(\xi_1 - c) &= \int_{-b}^{\xi} f_1(\xi) f(\xi) \sin \theta_1(\xi) dx, \end{aligned}$$

при $-b < \xi < -c$.

Результирующая сила давления потока жидкости на пластинку DE определяется по формуле

$$P_{DI} = L_A \phi_{DE} (P - P_1) |dz|. \quad (10)$$

Отсюда с учетом $P_1 = (1 - \tau_0)^{\beta+1}$ давление частиц потока за дугой получим равным

$$P_{DE} = P_0 N L_A \int_{-d}^{-1} [(1 - \tau_0 f^2(\xi)^{\beta+1})(1 - \tau_0)^{\beta+1}] f_1(\xi) f(\xi) d\xi, \quad (11)$$

где $P_0 \leq \frac{\rho_0^2}{2}$; $\rho_1 = \rho$; $\tau_1 = \left(\frac{v_0}{v_{\max}}\right)^2 = \frac{1}{2\rho + 1}$; $\beta = 2.5$ – для воздуха; $\beta = 0$ – для несжимаемой жидкости.

В формулах (2) – (11) вошли неизвестные параметры отображения

$$-b < -c < -d < -1, \quad -1 < f < 1 \quad \text{и} \quad b_1 > 1.$$

Для их определения используем радиус кривизны кривой A_1B_1 для окружности направляющего цилиндра, получая

$$R(t) = \left| \frac{ds}{d\theta_i} \right| = \left| \frac{dt}{d\theta_i} \right| = \left| \frac{dz}{dt} \cdot \frac{dt}{d\theta_i} \right|. \quad (12)$$

Здесь $\frac{d\theta_i}{dt} = \frac{d\theta_2}{dt} = \frac{1 - \alpha_3}{b_1 - 1} \pi$ при $i = 2$.

Следовательно, $\hat{R}(1) = \left(\frac{1 - \alpha_3}{b_1 - 1}\right)$, $f(1) = \text{const}$, $\hat{R}(b_1) = \left(\frac{1 - \alpha_3}{b_1 - 1}\right)$, $f(b_1) = \text{const}$.

Отсюда $f(1) = f(b_1)$ при $\hat{R}(1) = \hat{R}(b_1) = \hat{R}(\xi_0)$, $1 < \xi_0 < b_1$.

Аналогично можно принять, что при $\frac{d\theta_i}{dt} = \frac{\alpha_2 - \alpha_3}{c - b} \pi$

$$\hat{R}(-b) = \frac{\alpha_2 - \alpha_3}{c - b} f(-b), \quad \hat{R}(-b) = \frac{R(-b)}{L_A},$$

$$\hat{R}(-c) = \frac{\alpha_2 - \alpha_3}{c - b} f(-c), \quad \hat{R}(-c) = \frac{R(-c)}{L_A}.$$

Отсюда

$$f(-b) = f(-c) \quad \text{при} \quad R(-b) = R(-c) = R(\xi_0), \quad -b < \xi_0 < -c.$$

По формулам (9) и (11) проведены численные расчеты при следующих исходных данных:

$$x = \alpha_3 = \frac{1}{3}(60^\circ), \quad 0 < \alpha_0 < \frac{1}{36}, \quad \alpha_1 = \frac{1}{9}; \frac{5}{36}; \frac{1}{6}.$$

При этом принято $R(1)=R(b_1)=56$ мм – радиус направляющего цилиндра; $q_a=0.5\div 0.6$ – расход воздуха в начале канала (АА), м³/с; $L_{DE}=3.9 \cdot 10^{-3}$ м – длина зубьев пильного цилиндра. Результаты численного эксперимента показали, что для нормального съема волокон с зубьев пил необходимо сузить силу давления нагнетательного воздуха в пределах $P_{DE}=1.5\text{--}1.9$ Н/м³ при скорости $v=50\div 60$ м/с воздуха из изели сопла. Расчеты показали, что дуга ВС близка к дуге окружности с радиусом $R_{BC}=R_{A_1B_1}+R_{AA}=60\div 62$ мм при $\alpha_2\pi=-\pi$.

Таким образом, при $\alpha_1=\alpha_m=\alpha_2$ наилучшим оказался угол $\alpha\pi=24^\circ$. Дуги ВС и A_1B_1 являются дугами концентрических окружностей. Тогда будет обеспечена плавность поворота потока при минимальной потере энергии и скорости. Зоны завихрения исчезают, следовательно, повысится эффективность съема волокна с зубьев пильного цилиндра и значительно вырастет производительность пильного джина.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Дейч М.Е., Зирякин А.Е. Гидродинамика. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 361 с.
- [2] Таджибаев А. Моделирование процессов переработки хлопка-сырца методом теории струй: Дис.... докт. физ.-мат. наук. Ташкент, 1992. – 410 с.

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности

Дата поступления
18.06.2019

А. Парпиев, А. Тожибоев, Д. Элибоева, Н. Наврузов. Пахта толасини аррали жин тишиларидан ажратиб олиш жараёни

Мақола суюқликлар оқими ва комплекс аргументли функциялар назариясига асосланиб, оқим ҳаво камерасининг ишлашини ва толани тишдан ечиб олиш жараёнини яхшилашга бағишланган. Математик модель яратилган. Натижада электр энергиясини тежаши, тезликни ошириши пахта толасини аррали жин тишидан ечиб олишни яхшилашга эришилган.

A. Parpiyev, A. Tojiboyev, D. Eliboyeva, N. Navruzov. To the process of removing the fiber from the teeth of the saw gin

This article is devoted to the creation of a mathematical model based on the methods of the theory of jets of an ideal fluid with the straight-line method of theory of the function of a complex variable for solving the problem of fiber puller of an air chamber of a saw gin. The results of the research ensured a decrease in the velocity (pressure) of the injection air, a decrease in energy loss, the efficiency of removal of fibers from the teeth of the saw cylinder.

УДК 621.01

Д.М. МУХАММАДИЕВ, Б.Х. ПРИМОВ, Ф.Х. ИБРАГИМОВ, Т.Д. МУХАММАДИЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВРЕМЕНИ РАЗГОНА ПРИВОДА ПИЛЬНОГО ЦИЛИНДРА ДЖИНА

Изучение машин в виде машинных агрегатов позволяет более точно оценить динамические процессы, происходящие в системе «привод–передаточный–исполнительный механизм» под действием технологических нагрузок [1].

В статье [2] разработана динамическая модель машинного агрегата, включающего рабочий орган, электропривод и упруго-диссипативную муфту. Составлена математическая модель машинного агрегата. Реализация модели в компьютерной программе позволила выполнить компьютерный эксперимент при варьировании механических параметров динамической системы, обосновать энергосберегающие параметры и режимы функционирования машинных агрегатов.

Правильный выбор параметров электропривода – необходимое условие высокопроизводительной и экономичной работы машинного агрегата [3]. При динамическом синтезе электропривода предложено определять не только момент инерции маховой массы, но и передаточное отношение передаточного механизма из условия обеспечения максимального КПД двигателя и возможности запуска привода. В соответствии с предложенной методикой проведен динамический анализ и рассмотрен синтез плунжерного насоса.

В статье Ю.С.Корнеева и др. [4] о машинном агрегате с пускозащитной муфтой определено время разгона ведомой полумуфты вместе с технологической машиной.

В работах [5, 6] установлено, что неравномерное вращение пыльного цилиндра может ухудшить процесс джинирования и повредить волокна. Поэтому в работе [7] для нахождения закона изменения частоты и неравномерности вращения ротора электродвигателя и пыльного цилиндра в зависимости от упруго-диссипативных параметров муфты, момента инерции электродвигателя, момента инерции и сопротивления пыльного цилиндра при различных их значениях с использованием уравнения Лагранжа II рода составлено уравнение движения машинного агрегата 156-пыльного цилиндра джина.

Значение величины кратности пускового момента относительно номинального составляет 1.5–6. Но для использованного нами асинхронного электродвигателя оно равно 2 [8]. Из этого следует, что максимальная нагрузка на электродвигатель приходится в момент пуска.

При редких пусках (1–4 раза в рабочую смену) время разгона электродвигателя пыльного цилиндра джина не имеет существенного значения, а при частых пусках бывает важно его ограничить. Изучение этого процесса актуально, когда процесс джинирования автоматизируется.

Полученные результаты исследования позволяют проследить изменение потерь на поиск при изменении числа параметров оптимизации, а также при смене функции цели, в качестве которой принимались КПД и время разгона до номинальной частоты вращения пыльного цилиндра джина. В связи с этим в данной статье изучается динамика пуска электродвигателя пыльного цилиндра джина.

Как следует из динамической модели пыльного цилиндра (рис. 1), угловое перемещение электродвигателя (Д) через муфту передается длинному валу пыльного цилиндра (ПЦ), крутильные колебания которого могут оказаться весьма существенными. В принятой динамической модели пыльного цилиндра, приведенной на рис. 1, использованы следующие условные обозначения: $\mathfrak{I}_d, \mathfrak{I}_2$ – сосредоточенные моменты инерции электродвигателя и пыльного цилиндра, кг·м²; c, b – коэффициенты жесткости (Н·м/рад) и диссипации (Н·м·с/рад) муфты; φ_d, φ_2 – абсолютные координаты соответствующих сечений, рад; Q – обобщенная сила, приложенная к валу пыльного цилиндра.

В качестве обобщенных координат примем φ_d и φ_2 .

При составлении дифференциальных уравнений пыльного цилиндра воспользуемся уравнением Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_i} = Q(\varphi_i), \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; Φ – диссипативная функция системы; φ_i – обобщенная координата; $\dot{\varphi}_i$ – обобщенная скорость; $Q(\varphi_i)$ – обобщенная сила.

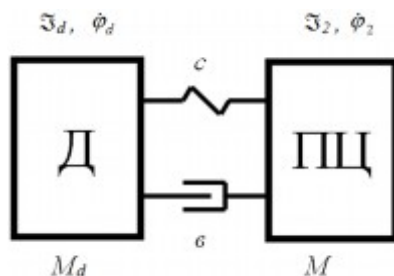


Рис. 1. Динамическая модель пыльного цилиндра

Привод пыльного цилиндра состоит из муфты, для которой уместно следующее кинематическое соотношение:

$$\dot{i} = \dot{\varphi}_d / \dot{\varphi}_2. \quad (2)$$

За обобщенные координаты принимаем угловые перемещения вращающихся масс пыльного цилиндра φ_d, φ_2 . Кинетическая энергия питателя имеет следующий вид:

$$T = \frac{1}{2} [\mathfrak{I}_d \dot{\varphi}_d^2 + \mathfrak{I}_2 \dot{\varphi}_2^2]. \quad (3)$$

Потенциальная энергия пыльного цилиндра представляет собой однородную квадратичную форму обобщенных координат и записывается в следующем виде:

$$\Pi = \frac{1}{2} [c (\varphi_d - i \varphi_2)^2]. \quad (4)$$

Диссипативная функция системы выражается в виде

$$\Phi = \frac{1}{2} [\varepsilon (\dot{\varphi}_d - i \dot{\varphi}_2)^2]. \quad (5)$$

Обобщенные силы

$$Q_d(\varphi_d) = M_d, \quad Q_2(\varphi_2) = -M. \quad (6)$$

Подставив члены в уравнения Лагранжа (1), получим следующие дифференциальные уравнения движения машинного агрегата питателя в общем виде:

$$\left. \begin{aligned} \mathfrak{I}_d \ddot{\varphi}_d &= M_d - c (\varphi_d - i \varphi_2) - \varepsilon (\dot{\varphi}_d - i \dot{\varphi}_2), \\ \mathfrak{I}_2 \ddot{\varphi}_2 &= c i (\varphi_d - i \varphi_2) + \varepsilon i (\dot{\varphi}_d - i \dot{\varphi}_2) - M. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Учитывая, что $i=1$ и на систему действует возмущающий момент (в обобщенном виде с учетом массы сырьцевого валика, пыльного цилиндра и трений в узлах) $M=M_{cp}+M_0\sin(\omega_2 t+\varphi_{20})$, уравнения (7) запишем в виде

$$\left. \begin{aligned} \mathfrak{I}_d \ddot{\varphi}_d &= M_d - c (\varphi_d - \varphi_2) - \varepsilon (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_2), \\ \mathfrak{I}_2 \ddot{\varphi}_2 &= c (\varphi_d - \varphi_2) + \varepsilon (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_2) - M_{cp} - M_0 \sin(\omega_2 t + \varphi_{20}). \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

При исследовании машинных агрегатов важно правильно выбрать характеристики двигателя. В настоящее время используются статическая, линеаризованная динамическая, уточненная динамическая и механическая динамическая характеристики асинхронных электродвигателей. Одним из наиболее перспективных направлений является приближенное рассмотрение электромагнитных переходных процессов, протекающих в двигателе, и их математическое описание системой дифференциальных уравнений. Поэтому при исследовании динамических параметров пыльного цилиндра мы использовали динамическую механическую характеристику асинхронного электродвигателя, предложенную А.Е.Левиным [9]:

$$\dot{M}_D = (\omega_c - P \cdot \dot{\varphi}_D) \cdot \psi - \frac{M_D}{T_\gamma}; \quad \dot{\psi} = \frac{(2 \cdot M_k - \psi)}{T_\gamma} - (\omega_c - P \cdot \dot{\varphi}_D) \cdot M_D. \quad (9)$$

Здесь $T_\gamma = (\omega_c \cdot S_k)^{-1}$ – электромагнитная постоянная времени двигателя, с; $\psi = \frac{S_k \cdot \left(M_D + T_\gamma \cdot \frac{dM_D}{dt} \right)}{S}$ – вспомогательная переменная, Н·м; S, S_k – соответственно скольжение ротора двигателя и критическое его значения.

Далее определяем паспортные параметры и коэффициенты асинхронного двигателя 4A280M8V3 [8]: $N_D=75$ кВт – номинальная мощность двигателя; $n_D=735$ об/мин – номинальное число оборотов ротора двигателя; $M_k=1948,8$ Н·м – критический момент на валу ротора двигателя; $M_H= M_k/2=974,4$ Н·м – номинальный момент на валу ротора двигателя; $f_c=50$ Гц – частота сети; $U_m=220$ В – номинальное фазное напряжение; $\eta=0.925$ – КПД двигателя; $\cos\varphi=0.85$ – номинальный коэффициент мощности двигателя; $\omega_{D0}=78.54$ с⁻¹ – синхронная частота вращения ротора двигателя; $\omega_{Dн}=76.97$ с⁻¹ – номинальная частота вращения ротора двигателя; $S_h=0.02$ – номинальное значение скольжения двигателя; $S_k=0.07464$ – критическое значение скольжения двигателя; $P=4$ – число пар полюсов; $I_{Dн.ф.}=144.53$ А – номинальный фазный ток; $\mathfrak{I}_D=4.20$ кг·м² – суммарный момент инерции ротора двигателя.

Для исследования машинного агрегата пыльного цилиндра джина 5ДП-156 экспериментально определены момент инерции пыльного цилиндра методом разгона $\mathfrak{I}_2=1.244 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, технологическая нагрузка, действующая на вращающийся вал пыльного цилиндра $M=M_{cp}+M_0\sin(\pi\omega_2t+\varphi_{20})$ (здесь $M_{cp}=843.72 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_0=78.78 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $\omega_2=\pi\cdot 735/30 \text{ рад/с}$; t – время; φ_{20} – начальная фаза) и далее расчётным путем жесткость $c=23065.2 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$ и коэффициент диссипации $\nu=128,5346 \text{ Н}\cdot\text{м/с/рад}$ муфты [5].

Для изучения на ЭВМ динамики пуска электродвигателя и пыльного цилиндра решены уравнения движения машинного агрегата пыльного цилиндра с характеристикой приводного двигателя. Использовался численный метод Рунге–Кутты для дифференциального уравнения второго порядка $S=d^2\varphi/dt^2=F(t, \varphi, \varphi')$, имеющий погрешность $\Delta t/4$.

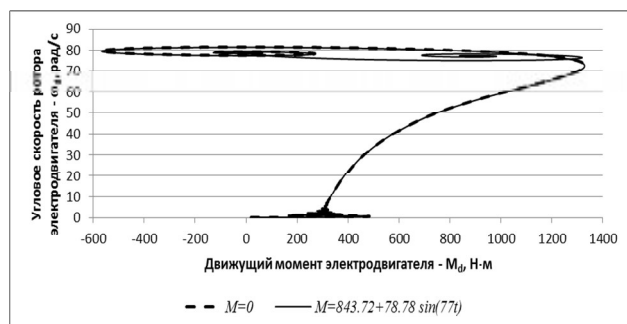


Рис. 2. Изменение движущего момента асинхронного электродвигателя в функции угловой скорости ротора двигателя

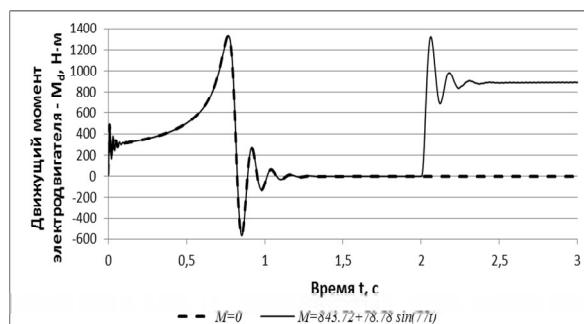


Рис. 3. Изменение движущего момента асинхронного электродвигателя в функции времени

Реализация уравнений движения машинного агрегата пыльного цилиндра (8) с характеристикой приводного двигателя (9) позволила установить закономерность изменения движущего момента асинхронного электродвигателя в функции угловой скорости ротора электродвигателя (рис. 2) и времени (рис. 3) в режимах разгона в холостом ходу ($M=0$) и с технологической нагрузкой ($M=843.72+78.78\sin(\pi\omega_2t)$). Кроме того, были установлены закономерности изменения угловой скорости (рис. 4), ускорения (рис. 5) и потребляемой мощности (рис. 6) электродвигателя в функции времени как в режимах разгона на холостом ходу ($M=0$), так и с технологической нагрузкой ($M=843.72+78.78\sin(\pi\omega_2t)$).

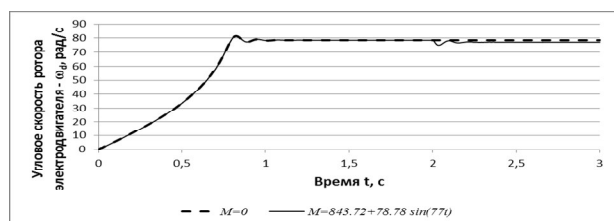


Рис. 4. Изменение угловой скорости ротора электродвигателя в функции времени

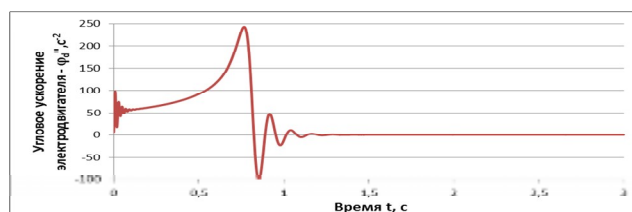


Рис. 5. Изменение углового ускорения ротора электродвигателя в функции времени

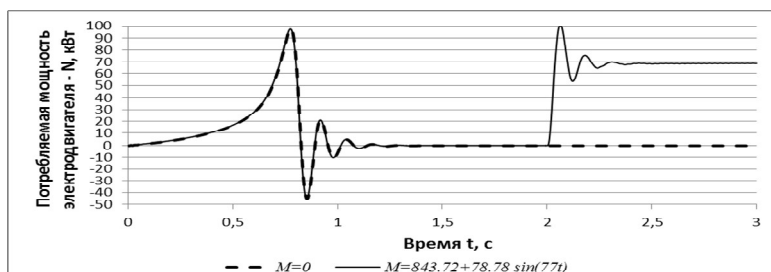


Рис. 6. Изменение потребляемой мощности электродвигателя в функции времени

Результаты анализа графиков (см. рис. 2–6) показывают, что максимальный движущий момент электродвигателя составляет $1328.146 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а переходный процесс протекает в течение 1.88 с . Максимальное значение углового ускорения пыльного цилиндра достигает 243.154 рад/с^2 при $t=0.767 \text{ с}$, а закономерность изменения углового ускорения можно выразить в виде функции

$$\frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}(t) = 2102.9t^3 - 2218.6t^2 + 825t - 32.909, \quad t \in [0.17c, 0.767c]. \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}(t) = \frac{75 \sin(50(t - 0.767))}{e^{15(t-0.767)}}, \quad t \in [0.767c, 1.1c]. \quad (11)$$

Установлено, что с увеличением упруго-диссипативных параметров (С и В) и момента инерции электродвигателя снижается время разгона соответственно от 2.63 и 2.14 с до 2.0 с, а с увеличением момента инерции пильного цилиндра время разгона увеличивается от 2.0 до 2.23 с (рис. 7).

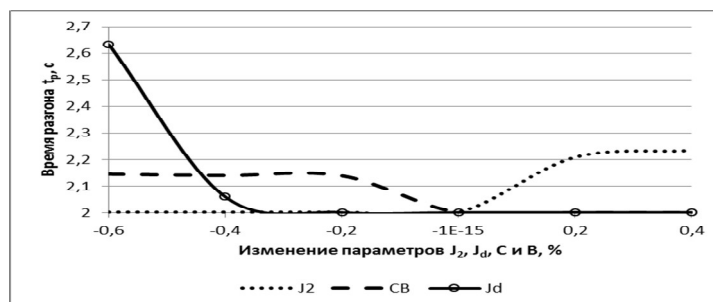


Рис. 7. Изменение времени разгона электродвигателя в зависимости от параметров привода пильного цилиндра джина

В целом, изучение машин в виде машинных агрегатов позволило установить динамику пуска электродвигателя и крутильных колебаний вала пильного цилиндра джина. Изучение машинного агрегата пильного цилиндра с сосредоточенными параметрами показало, что критический движущий момент электродвигателя составляет 1328.146 Н·м, переходный процесс протекает в течение 1.88 с, а максимальное значение углового ускорения пильного цилиндра достигает 243.154 рад/с² при $t=0.767$ с. Установлено, что с увеличением момента инерции пильного цилиндра до 40% увеличивается время разгона электродвигателя до 11.5%, а со снижением момента инерции электродвигателя и упруго-диссипативных параметров привода до 60% увеличивается время разгона соответственно на 24 и 6.5%.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. Учеб. для вузов. Изд. 4, перераб. и доп. М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
- [2] Коршун В. Н. Обоснование энергосберегающих параметров машинных агрегатов с электроприводом // Вестник КрасГАУ. 2013. №5. С.188–193.
- [3] Тимофеев Г. А., Люминарский И. Е., Люминарская Е. С. Динамический анализ и синтез механизмов с учетом механической характеристики асинхронного электродвигателя // Инженерный журнал «Наука и инновации. МГТУ имени Н.Э. Баумана». 2017. №5. С. 8.
- [4] Корнеев Ю. С., Гордон В. А., Корнеева Е. Н., Гулидова Т. Ю. Расчет времени разгона привода с пускозащитной муфтой. Динамический анализ и синтез механизмов с учетом механической характеристики асинхронного электродвигателя // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева. 2016. №2. С. 41–43.
- [5] Мухаммадиев Д. М. Динамика машинных агрегатов пильного джина с семяотводящим устройством и конденсатора с пульсирующим потоком: Дис. ... докт. техн. наук. Ташкент: ТИТЛПИ, 2014. – 211 с.
- [6] Mukhammadiev D., Axmedov Kh. Analysis of Energy Indicators of the Saw Ginwitha Throwing Drumanda Two Drummer Feeder// Digest of Scientific and Technical Achievements in the Realm of Cotton Industry of the Republic of Uzbekistan (UzPSIM-90): Book of papers, October 23–27th, 2017. Toshkent: Ilmiy texnika axboroti-press nashriyoti, 2017. P. 190–195.
- [7] Мухаммадиев Д. М. Исследование неравномерности вращения пильного цилиндра джина 5ДП-156 при различных характеристиках асинхронного электродвигателя // Вестник КрасГАУ. 2008. №1. С. 236–241.
- [8] Кравчик А. Э. и др. Асинхронные двигатели серии 4А. М.: Энергоиздат, 1982. – 504 с.
- [9] Левин А. Е. Математическое моделирование приводов машин-орудий // Сб. науч. тр. по теории механизмов и машин. Алматы: Наука Казахстана, 1977. С. 259–260.

Д.М. Мухаммадиев, Б.Х. Примов, Ф.Х. Ибрагимов, Т.Д. Мухаммадиев. Жин аррали цилиндри узатмасининг тезлашиши вақтини тадқиқоти

Мақолада А.Е.Левин томонидан таклиф этилган асинхрон электродвигателларнинг динамик-механик характеристикасидан фойдаланган ҳолда жин аррали цилиндрининг машина агрегати тадқиқоти натижалари келтирилган. Асинхрон электродвигатель ҳаракатлантириши моментининг электродвигатель роторининг бурчак тезлигига ва узатманинг тезлашиши вақтига bogлиқ ўзгариши қонуниятлари салт ва технологик юкланишлар режимида ҳаракатланиши қонуниятлари аниқланган, шунингдек электродвигатель бурчак тезлиги, тезланиши ва сарфланадиган қувватнинг вақт бўйича ўзгариши салт ва технологик юкланишлар режимида аниқланган.

D.M. Muhammadiev, B.Kh. Primov, F.Kh. Ibragimov, T.D. Muhammadiev. Study of the time of acceleration of the saw cylinder of the gin

The article presents the results of studies on the machine assembly of the gin saw cylinder, namely, its acceleration time using the dynamic mechanical characteristic of an asynchronous electric motor proposed by A.Ye.Levin. The regularity of the change in the driving moment of an asynchronous motor as a function of the rotor angular velocity of the motor and time in acceleration modes at idle and technological load is established, as well as changes in angular speed, acceleration and power consumption of the electric motor as a function of time as in acceleration modes at idling and so with technological load.

УДК 631.358: 633.511

Ш.Т. РАВУТОВ

ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕРТИКАЛЬНО-ШПИНДЕЛЬНОГО ХЛОПКОУБОРОЧНОГО АППАРАТА

Многолетние исследования вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин (ВШ ХУМ) показывают, что нежелательный наклон кустов хлопчатника в направлении движения машины происходит, в основном, из-за малого диаметра шпиндельного барабана. Лучшие показатели ВШ ХУМ могут быть получены при значительном увеличении диаметра серийного барабана (например, до 435 мм) [1]. При увеличении диаметра барабана увеличится контактная зона шпинделей с кустами хлопчатника, что способствует более надежному удержанию их в вертикальном положении, но вместить в междурядье (90 см) аппарат такими барабанами конструктивно сложно. Для решения этой проблемы авторы [1] ввели в конструкцию барабана механизм завода кустов хлопчатника в рабочую зону. Этот приём в принципе устранял наклонения кустов хлопчатника, но конструкция барабана усложнялась. Во избежание повреждения хлопка-сырца чрезмерное увеличение количества шпинделей на одном барабане (более 15 шт.), также не рекомендуется [2].

Изменения геометрических параметров шпиндельного барабана и введение в его конструкцию дополнительных механизмов с целью повышения эффективности шпинделей чреваты либо нарушением компоновки аппарата либо усложнением конструкции.

Цель исследования - обоснование способа повышения эффективности шпинделей структурным развитием механизма вертикально-шпиндельного барабана.

Материалы, методы и объекты исследования. Вышеуказанные противоречия могут быть решены структурным развитием планетарного механизма вертикально-шпиндельного (ВШ) барабана, где одновременно имел бы место увеличенный радиус дуги непосредственного контакта шпинделей с кустами хлопчатника, и обеспечивалось рациональное количество одновременно работающих шпинделей на одном барабане (рис.1).

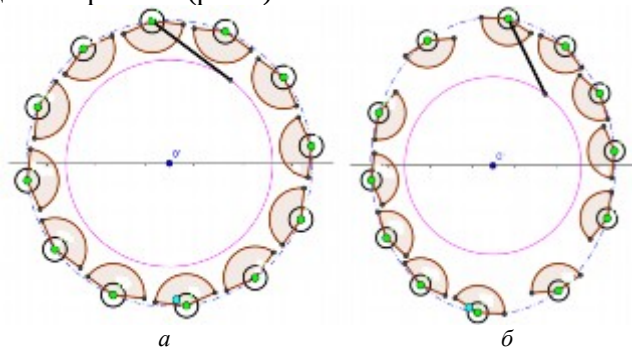


Рис. 1. Структурное развитие планетарного механизма вертикально-шпиндельного барабана: а – механизм серийного барабана с измененной структурой; б – эллиптический барабан, полученный структурным развитием

Барабан, созданный на основе структурного развития механизма, вполне отвечая требованиям технологического процесса машинного сбора хлопка [3,4], преимущественно отличается от серийного увеличенной дугой контакта с кустами и количеством одновременно работающих шпинделей. Эта особенность позволяет посредством изменения геометрии звеньев кулачкового рычажного механизма (КРМ) выбирать оптимальные кинематические режимы шпинделей и геометрические размеры барабана, а также повысить эффективность применения шпинделей [3].

Используя этот механизм, теоретически можно задавать любую форму орбиты движения шпинделей [4]. Однако условие работы аппарата в рабочих зонах требует, чтобы эта орбита имела форму выпуклой кривой. Наиболее отвечающим этому требованию является эллипс с полуосями a и b .

Если большую ось эллипса располагать по направлению движения машины, то можно в достаточной мере увеличить зону контакта шпинделей с кустами хлопчатника и количество одновременно участвующих в сборе шпинделей (активные шпиндели). На рис. 2 показаны варианты эллиптического барабана с поперечным размером $2b=292$ мм (12 шпинделей) и круглого барабана с диаметром $d=435$ мм (20 шпинделей). Как видно, при $d=435$ мм (круглый барабан) в рабочей зоне во время сбора участвуют примерно 3.5–4 (активных) шпинделя на одном барабане, против 1.5–2.0 на серийном.

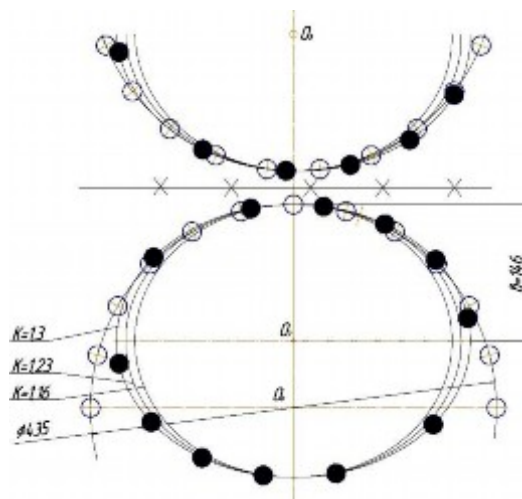


Рис. 2. Сравнение круглой и эллиптической траектории шпинделей: ○ – круглый шпиндельный барабан – $d = 435$ мм; ● – эллиптический шпиндельный барабан – $b=146$ мм, $a=185$ мм

Для сравнения эллиптического барабана с круглым выбраны несколько вариантов эллипсов с поперечным размером $2b=292$ мм и $a=170, 180, 190$ мм или $k=a/b=1.16; 1.23; 1.3$. Как видно из рис. 2, по мере увеличения значения k эллиптического барабана кривизна дуги, где шпиндели должны встречаться с коробочками хлопка, пропорционально растет. Причем при $k=a/b=1.23$ и $k=a/b=1.3$ имеет фактически одинаковый с круглым барабаном диаметром $d=435$ мм, а количество активных шпинделей $3 \div 3.5$ шт. при общем количестве шпинделей на барабане 12 шт.

Для оценки эффективности применения шпинделей на одном барабане введем коэффициент

$$\mu = \frac{z_a}{z_{об}},$$

где z_a – количество активных шпинделей; $z_{об}$ – общее количество шпинделей на барабане.

Для круглых барабанов диаметром $d=292$ мм и диаметром $d=435$ мм коэффициент μ равен соответственно $\mu=0.125-0.17$ и $\mu=0.29-0.33$. Для эллиптического барабана с различной степенью эллиптичности: $k=a/b=1.16; 1.23; 1.3$ значения этого показателя соответственно равны: $\mu=0.17-0.2$; $\mu=0.2-0.25$; $\mu=0.25-0.29$.

Так как угловая скорость шпинделей эллиптического барабана в пределах рабочей зоны имеет возрастающий характер [4] и по мере движения в рабочей зоне шпиндели удаляются от

продольной оси ряда кустов хлопчатника не столь интенсивно как на серийном барабане, можно предполагать, что шпиндели в этой зоне больше сохраняют свою активность.

Захватывающая способность шпинделя ВШ ХУМ во время сбора определяется его активностью в рабочей зоне.

Активность шпинделя имеет изменчивый характер и, в основном, зависит от его положения в рабочей зоне и скоростных режимов [2, 5].

Активность шпинделей обоих барабанов определена по методике, разработанной академиком М.В. Сабликовым [2].

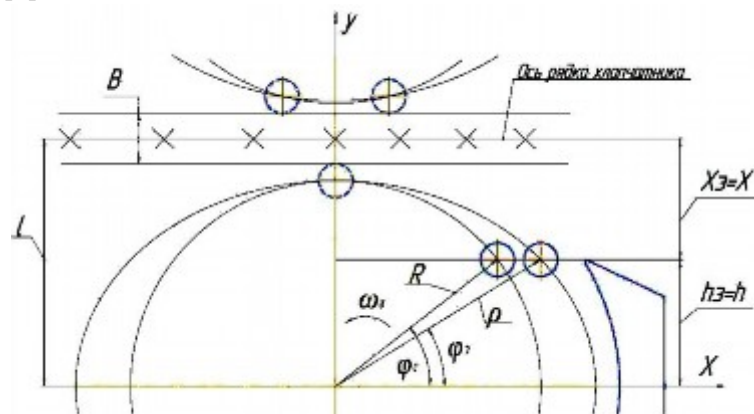


Рис. 3. К определению угла входа шпинделя в зону сбора на серийном и эллиптическом барабанах

При разработке серийного ВШ хлопкоуборочного аппарата предполагалось, что во входной части рабочей зоны шпиндель должен занимать положение, соответствующее началу активности шпинделя [6]. По этому поводу мнение многих специалистов, в основном, совпадают и угол, определяющий положение шпинделя, составляет $\varphi = 36-43^\circ$ (рис. 3).

На серийном барабане ($R_0 = 146$ мм и 12 шпинделей) при такой величине угла φ расстояние

$$h = R_0 \cdot \sin \varphi = 90 \div 93 \text{ мм}, \quad (1)$$

а расстояние между центром шпинделя и центральной линией ряда хлопчатника χ зависит от величины рабочей щели и определяется из выражения

$$\chi = R_0 + r_{\text{ш}} + \frac{B}{2} - h = (1 - \sin \varphi) R_0 + r_{\text{ш}} + \frac{B}{2}, \quad (2)$$

где B – ширина рабочей щели.

Скорость центра шпинделя на эллиптическом барабане при расстоянии χ_0 примерно одинаковая со скоростью центра шпинделя серийного барабана при расстоянии χ , т.е. $\chi = \chi_0$ (см. рис. 2) [4], однако, в этом случае траектория движения ближе к рядкам хлопчатника. Исходя из этого, определяем угол φ_0 на эллиптическом барабане, соответствующий началу активности шпинделя.

В первом приближении можно принимать, что малая полуось эллипса на эллиптическом барабане равна радиусу серийного шпиндельного барабана: $b = R_0 = 146$. Поэтому расстояние h при входе в рабочую зону также остаётся как на серийном, но при эллиптической орбите движение шпинделей h , изменяется по закону

$$h = \rho \cdot \sin \varphi_0, \quad (3)$$

где ρ – радиус вектор эллипса, $\rho = \frac{a \cdot b}{\sqrt{a^2 \cos^2 \varphi_0 + b^2 \sin^2 \varphi_0}}$; φ_0 – угол между радиусом - вектором эллипса и осью абсцисс [7].

Значение ρ подставим в формулу (3) и получим

$$h = \frac{a \cdot b}{\sqrt{a^2 \cos^2 \varphi_0 + b^2 \sin^2 \varphi_0}} \cdot \sin \varphi_0. \quad (4)$$

При известном h и различных значениях a это уравнение можно решать относительно φ , численно и определить положение шпинделя, соответствующее началу активности шпинделя на эллиптическом барабане.

Результаты исследований. Результаты расчета угла φ с применением дидактического потенциала популярной в математической программной среде *GeoGebra* [6] при различных значениях большой полуоси эллипса введены в таблицу.

Значения угла φ , в зависимости от величины большой полуоси эллипса a

a , мм	146	160	165	170	175	180	185	190
φ , град	38°	35°21'	34°21'	33°30'	32°35'	31°42'	30°50'	30°30'

Определим закон изменения расстояния χ . Из рис. 3 видно, что

$$\chi = L - h, \quad (5)$$

где $L = b + r_u + B/2$ – расстояние между осью вала барабана и осью рядка хлопчатника. Тогда с учетом (3) и (4) имеем

$$\chi = b + r + \frac{B}{2} - \frac{a \cdot b}{\sqrt{a^2 \cos^2 \varphi + b^2 \sin^2 \varphi}} \cdot \sin \varphi. \quad (6)$$

Отметим, что окружность является частным случаем эллипса и при $b = R_6$ получим формулу (2). Поэтому для расчета χ также можно использовать формулу (6).

По мере движения шпинделя в зоне сбора расстояние между шпинделем и осью рядка хлопчатника на серийном и эллиптическом барабанах сначала уменьшается (до угла 90°), а потом увеличивается по законам, соответственно (2) и (6), т.е. сначала происходит сжатие кустовой массы в зоне сбора, а потом разжатие. Варьируя значением большой полуоси эллипса в пределах $a = 170\text{--}190$ мм и с интервалом 10 мм построены графики изменения χ и χ_z , при постоянных значениях $B = 36$ мм, $r_u = 12$ мм, $b = R_6 = 146$ мм.

Выводы. 1. Введен коэффициент для определения эффективности применения шпинделей, с помощью которого проведен сравнительный анализ серийного и эллиптического барабанов. Исследования показали, что структурным развитием планетарного механизма ВШ барабана в зависимости от величины большой полуоси эллипса, можно добиться до 1.7-кратного увеличения количества одновременно работающих шпинделей.

2. Получена аналитическая зависимость для определения угла входа шпинделя в зону сбора хлопка и проведено сравнение интенсивности сжатия и разжатия кустовой массы серийным и эллиптическим шпиндельными барабанами. Расчеты показали, что на эллиптическом барабане угол входа шпинделя в зону сбора зависит от величины большой полуоси и наблюдается более ранний вход шпинделей в зону сбора. На серийном барабане процесс сжатия и разжатия происходит интенсивнее, чем на эллиптическом барабане, т.е. на эллиптическом барабане этот процесс происходит более плавно, что положительно влияет на качество собранного хлопка-сырца [5].

Описанные обстоятельства указывают на необходимость продолжения исследований в направлении обоснования основных параметров эллиптического барабана для применения его в качестве основного рабочего органа ВШ ХУМ.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Абдазимов А.Д., Садриддинов А.С., Тулаев А.Р. Фазовое дискретное моделирование процессов уборочных аппаратов при управляемом перемещении хлопковых коробочек. Ташкент: Изд. Нац. Библ. Узбекистана им. А.Навои, 2011. –180 с.
- [2] Сабликов М.В. Хлопкоуборочные машины. М.: Агропромиздат, 1985.–152 с.
- [3] Турапов А.Т., Равутов Ш.Т. Пути повышения производительности и стабильности показателей вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин // Материалы международной конференции «Современные материалы, техника и технологии в машиностроении». г. Андижан. 19–20 апреля 2012 г. М., 2012. С. 392–395.
- [4] Худайбердиев Р.Д., Равутов Ш.Т. Об одном способе структурного развития серийного вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата // Тез. Докл. Всес. науч. - практ. конф. Ученые и специалисты в решении проблемных вопросов теории механизмов хлопкового комплекса. Ташкент: Мехнат, 1990. С. 13–14.
- [5] Ризаев А.А. Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент: Фан, 2017.–168 с.
- [6] www.geogebra.org/book/intro/en.zip

- [7] Акопян А.В., Заславский А.А. Геометрические свойства кривых второго порядка. М.: МЦНМО, 2007. – 136 с.

Ташкентский государственный технический университет.

Дата поступления
22.11.2019

Ш.Т.Равутов. Вертикал шпинделли пахта териш аппарати самарадорлигини ошириш муаммолари

Мақолада серияли пахта териш машинаси қониқарсиз ишлашининг асосий сабаблари ва бу йўналишда олиб борилган ишлар натижалари тўғрисидаги маълумотлар келтирилган. Шпинделларнинг ғўза билан контактлашиш зонаси ҳамда бир вақтда ишловчи шпинделлар сонини ошириш учун шпинделли барабан конструкциясини такомиллаштириш зарурлиги асосланган. Бунда мавжуд шпинделли барабан механизмини структуравий ривожлантириш лозимлигига асосий эътибор қаратилган.

Sh.T.Ravutov. Problems of increasing efficiency of vertical-spindle cotton-cleaning machine

The article deals with the issues of increasing the efficiency of spindles of vertical-spindle cotton harvesting machine. The basic reasons of unsatisfactory work of a serial cotton-harvesting machine and data on results of earlier executed works in this direction are resulted. The necessity of improvement of the design of vertical spindle drums is justified in order to provide sufficient size of the contact zone of spindles with cotton bushes and the necessary number of simultaneously working spindles. The main attention is paid to the necessity of structural development of the mechanism of the existing vertical-spindle drum.

УЎК 621.01

Х.Н. ШАРИПОВ, Х.Т. АХМЕДХОДЖАЕВ, Б.М. МАРДОНОВ

**АРРАЛИ ЖИНДА, ЯККА ВА ТИЗИМЛИ ЧИГИТЛАРНИНГ БОТИҚ ПРОФИЛЛИ
КОЛОСНИК БЎЙЛАБ ҲАРАКАТИНИНГ НАЗАРИЙ ТАДҚИҚОТИ**

Ҳозирги кунда пахта тозалаш корхоналарида ишлаб чиқарилаётган пахта толасининг сифати бевосита технологик жараёнда ишлаётган машиналарнинг самарали ишлашига боғлиқ. Ҳар бир технологик жараён сифатли тола ишлаб чиқариш учун у ёки бу даражада муҳим аҳамият касб этади. Корхонада тола ишлаб чиқаришга асосий боғлиқ жараён – бу жинлаш (толадан чигитни ажратиш) жараёнидир. Тозалаш цехларида майда ва йирик ифлосликлардан тозаланган пахтани жинлаш цехининг асосий машинаси бўлган аррали жинга узатилади. Жиннинг ишчи камерасига келиб тушган чигитли пахтанинг чигит тароғи ёнида айланаётган арра тишлари билан илиб олиб, колосникли панжарага олиб келади. Ишчи камерада арра тишларига илашган пахта бўлакчалари бошқа пахта бўлакчаларига илашиб, уларни ҳам тортади ва хомашё валигини ҳосил қилади. Бу хомашё валиги аррали цилиндрни айланишига қарши томонга айланади ва у арра тишларини пахта толаси билан узлуксиз таъминлаб туради [1–7].

Колосникли панжара аррали жин иш камерасининг муҳим қисмларидан биридир. У арра дискларини колосниклар орасидан иш камерасига эркин ўтказиб, арра тишларига илинган толаларни чигитидан ажралганидан кейин эркин олиб чиқиб кетиши учун хизмат қилади. Колосникли панжара айрим колосниклардан тузилган бўлиб, улар пештоқ брус билан бирга иш камерасининг профилини ташкил қилади. Колосниклар юқори брус ва пастки брусга махсус винтлар билан бириктирилади.

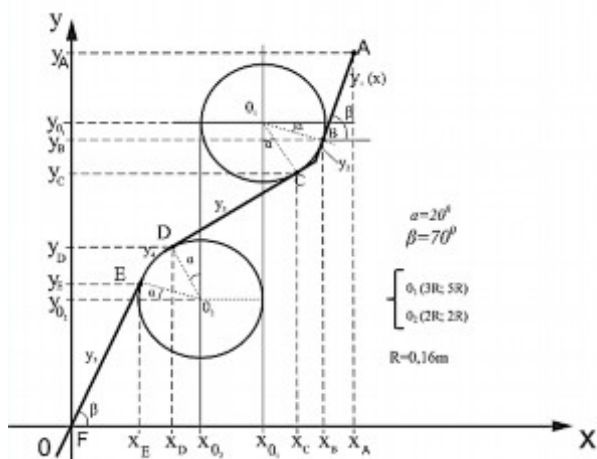
Мақола муаллифлари томонидан жин машинаси ишчи элементларини такомиллаштирган ҳолда бир қанча тадқиқотлар ўтказилди. Тадқиқотлардан мақсад, колосникларнинг ишчи юзасида ариқчалар, яъни ботиқлик ҳосил қилиш йўли билан толадан ажратилган чигитларни, аррали тола ажратгич ишчи камерасидан ўз вақтида чиқиб кетиш имкониятини яратиб бериш. Бу жараёни амалга оширадиган қурилмани тайёрлаб, унинг самарали ишлайдиган технологик ўлчамларини аниқлаш ҳамда ишлаб чиқаришга жорий этишдан иборат.

Янги колосникни оптимал бўлган конструкцияси ва технологик параметрларини танлаш тадқиқот ишининг масъулиятли босқичи бўлиб ҳисобланади.

Колосник профилини назарий қўриниши ва унинг таҳлили

Ботиқ колосникни АВ, ВС, CD, ДЕ ва EF- учаскаларини бир-бирига ўтиш жойлари, айлана ёйлари билан ифодаланган бўлсин (1-расм).

Айланалар тенгламаларини қуйидагича ёзамиз:



1-расм. Ботиқ профилли колосникнинг ҳисоб схемаси

$$\left. \begin{aligned} (x - x_1)^2 + (y - y_1)^2 &= R_1^2 \\ (x - x_2)^2 + (y - y_2)^2 &= R_2^2 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

Бу ерда x_i, y_i – айлана марказларининг координаталари; R_i – уларнинг радиуси.

AB, BC ва CD тўғри чизиклар тенгламалари:

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= k_1(x - x_{11}) + y_{11} \\ y_2 &= k_2(x - x_{12}) + y_{12} \\ y_3 &= k_3(x - x_{13}) + y_{13} \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

x_{11}, y_{11} нукталар айланада ётади шунинг учун

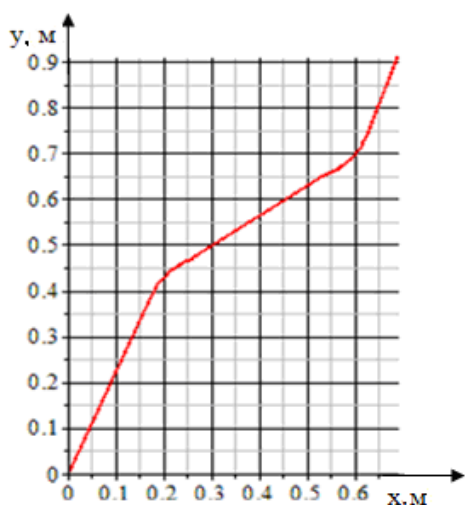
$$(x_{11} - x_1)^2 + (y_{11} - y_1)^2 = R_1^2. \quad (3)$$

Ундан ташқари AB тўғри чизикни

бурчак коэффициенти қуйидагича аниқланади

$$k_1 = \frac{x_{11} - x_1}{\sqrt{(x_{11} - x_1)^2 + (y_{11} - y_1)^2}} = \operatorname{tg} \alpha_1. \quad (4)$$

Агар k_1 - бурчак коэффициенти берилган бўлса (2) ва (4) тенгламалардаги x_{11} ва y_{11} координаталар аниқланади.



2-расм. Колосник профилининг хоу – координаталар системасидаги кўриниши

Худди шундай x_{12}, y_{12} координаталар ҳам аниқланади

$$(x_{12} - x_1)^2 + (y_{12} - y_1)^2 = R_1^2, \quad (5)$$

$$k_2 = \frac{x_{12} - x_1}{\sqrt{(x_{12} - x_1)^2 + (y_{12} - y_1)^2}} = \operatorname{tg} \alpha_2, \quad (6)$$

$$(x_{21} - x_2)^2 + (y_{21} - y_2)^2 = R_2^2, \quad (7)$$

$$k_3 = \frac{x_{21} - x_2}{\sqrt{(x_{21} - x_2)^2 + (y_{21} - y_2)^2}} = \operatorname{tg} \alpha_3, \quad (8)$$

$$k_3 = \frac{x_{22} - x_2}{\sqrt{(x_{22} - x_2)^2 + (y_{22} - y_2)^2}} = \operatorname{tg} \alpha_3 \quad (9)$$

(4-9) тенгламаларнинг ҳар биридан $x_{11}; y_{11}; x_{12}; y_{12}; x_{21}; y_{21}; x_{22}; y_{22}$ номаълум координаталар аниқланди. Колосник ботиқлиги тенгламаси қуйидагича ёзилади

$$\left. \begin{aligned} y &= k_1(x - x_{11}) + y_{11}, & x_0 < x < x_{11}, \\ y &= y_1 - \sqrt{R_1^2 - (x - x_1)^2}, & x_{11} < x < x_{12}, \\ y &= k_2(x - x_{21}) + y_{21}, & x_{12} < x < x_{22}, \\ y &= y_2 - \sqrt{R_2^2 - (x - x_2)^2}, & x_{21} < x < x_{22}, \\ y &= k_3(x - x_{22}) + y_{22}, & x_{22} < x < x_{12}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Колосник профилини бўлакли функциялардан фойдаланиб, юқоридаги тенгламалар асосида, хоу – координаталар системасидаги кўриниши MAPLE-17 дастурида чизилган кўриниши 2-расмда келтирилган.

Якка ва тизимли чигитларнинг ботиқ профилли колосник бўйлаб ҳаракатининг назарий тадқиқи

Чигитларнинг колосник асосий ВС, СД ва ДЕ- участкалар бўйлаб ҳаракати дифференциал тенгламаларини тузамиз.

ВС -эгри чизикли профил бўйлаб чигитни ҳаракати дифференциал тенгламаси:

$$R_1 m \ddot{\varphi}_1(t) = mg[(\sin(\varphi_1(t) + \varphi_0) - f \cos(\varphi_1(t) + \varphi_0))] - R_1 m \dot{\varphi}_1^2(t) \quad 0 \leq t \leq t_1, \quad (11)$$

СД- тўғри чизикли профил бўйлаб чигитни ҳаракати дифференциал тенгламаси:

$$m \ddot{s}(t) = mg(\sin \varphi_0 - f \cos \varphi_0) \quad t_1 \leq t \leq t_2, \quad (12)$$

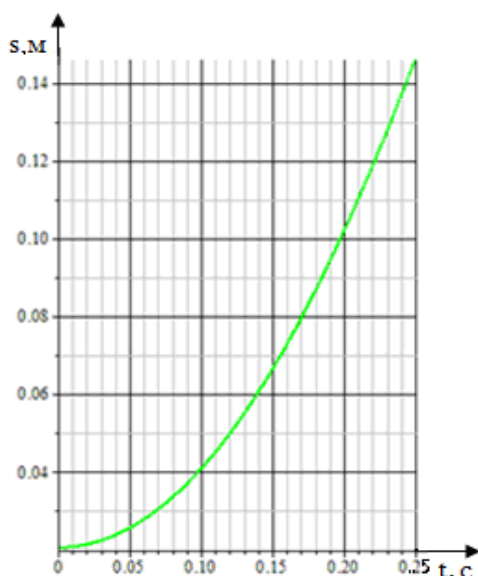
ДЕ- эгри чизикли профил бўйлаб чигитни ҳаракати дифференциал тенгламаси:

$$R_2 m \ddot{\varphi}_2(t) = mg[(\sin(\varphi_2(t) + \varphi_{20}) - f \cos(\varphi_2(t) + \varphi_{20}))] - R_2 m \dot{\varphi}_2^2(t), \quad t_2 \leq t \leq t_3, \quad (13)$$

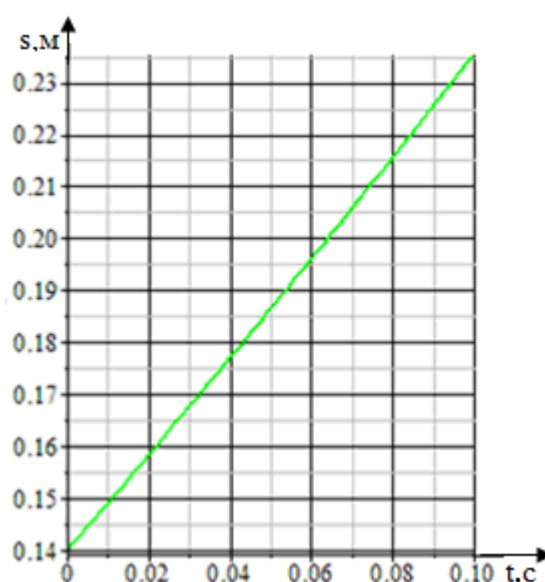
Бошлангич шартлар:

$$\begin{aligned} t = 0 & \quad \begin{cases} \varphi_1(0) = \varphi_0; \\ v_1(0) = R_1 \omega_1(0) \end{cases}, \\ t = t_1 & \quad \begin{cases} x(t_1) = R_1 \varphi_1(t_1), \\ v(t_1) = v_1(t_1), \end{cases} \\ t = t_2 & \quad \begin{cases} \varphi_2(t_2) = \varphi_{10}, \\ v_2(t_2) = v(t_2). \end{cases} \end{aligned} \quad (14)$$

Юқоридаги дифференциал тенгламалар, тегишли бошлангич шартларда сонли усулда MAPLE-17 дастурида ечилган. Ҳисоб таклиф этилаётган ботиқ профилли колосник учун олинди ва қуйидаги параметрлар $R_1=0.14$, $R_2=0.14$, $f=0.3$, $\varphi_{10}=30^\circ$, $\varphi_0=10^\circ$, $\varphi_{20}=10^\circ$ қабул қилинган. Колосникни ВС, СД ва ДЕ участкаларида, чигитни босиб ўтилган йўли $S=s(t)$ ни ва чигит ҳаракатининг тезликка боғлиқ графиклари олинган.



3-расм. Чигитларнинг колосникни ВС- участкаси бўйлаб, t-вакт бўйича ҳаракати қонуни.

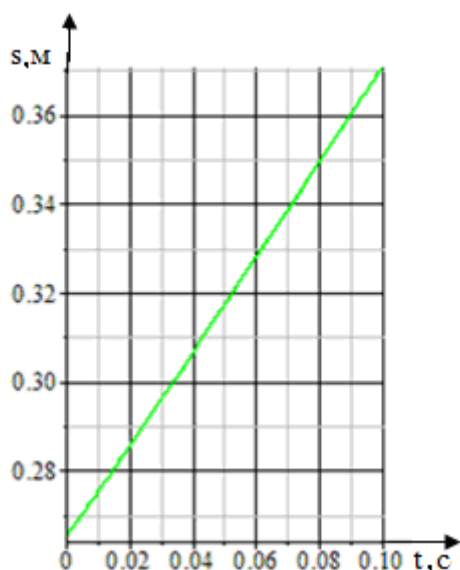


4-расм. Чигитларнинг колосникни СД- участкаси бўйлаб, t-вакт бўйича ҳаракати қонуни

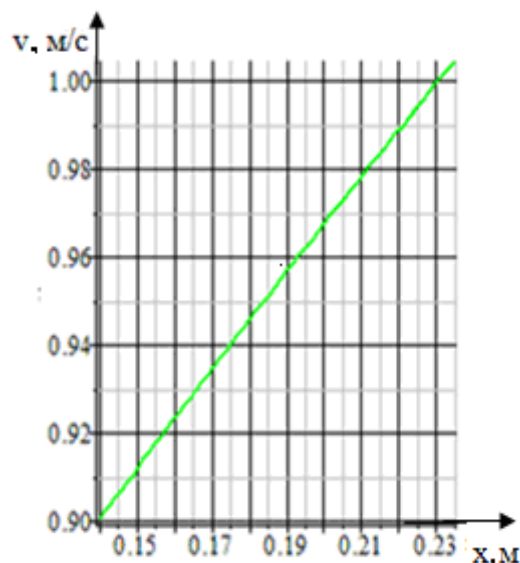
Хулоса.

1. Ботиқ колосникни бир-бирига ўтиш жойлари, айлана ёйлари билан ифодаланган профилни аналитик тенгламалари келтирилган ва уни компютер дастуридаги чизмаси олинган.

2. Чигитларни ботиқ профилли колосникдаги кўчиши ва уларни тезликларини t -вақт бўйича ҳаракати қонунларининг ўзгариш графиклари олинган.



5-расм. Чигитларнинг колосникни ДЕ – участкаси бўйлаб, t -вақт бўйича ҳаракати



6-расм. Чигитларнинг колосникни СД- участкаси бўйлаб, $x(t)$ – йўл бўйича тезлиги $v(t)$ нинг ўзгариши

3. Колосник профилининг ботиқлиги, чигитларни тушиш жараёнида, апра тиши билан ўзаро таъсирини камайтиради, натижада уларни ишчи камерадан чиқиш вақтини тезлаштиради.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Саримсаклов А., Каримов А.И. Муродов Р. Аппали жин ишчи камерасидаги жараёнларни статик ҳисоби // Механика муаммолари. 2012. № 2. С. 60–63.
- [2] Ахмедходжаев Х.Т., Каримов А.И., Тожибоев М., Шарипов Х. Ботиқ профилли колосникда ҳаракатланувчи чигит бўлакчаларига таъсир этувчи кучларни статик мувозанатини аниқлаш // Фарғона политехника институти. Илмий-техника журнали. 2013. № 2.
- [3] Шарипов Х., Ахмедходжаев Х.Т., Каримов А.И., Тожибоев М. Ботиқ профилли колосникда чигитни ҳаракатини назарий таҳлили // Фарғона политехника институти. Илмий-техника журнали. 2018. № 3.
- [4] Karimov A.I., Azizov Sh. Ismanov M. Mathematical Modeling of the Technological Processes Original Processing of Cotton // International Journal of Innovation and Applied Studies. 2014. N.6. P. 28–39.
- [5] Akramjon S., Rustam M., Akmal U. Dilmurat K. Movement Differential Equation of Seed Roller which Has Been Installed Stake Accelerator on the Roll Box of Gin Machine Engineering. 2018. N.10. P. 521–529.
- [6] Akmal U., Khamit A., Akramjon S. Muazzam K. The Saw Gin Stand with Adjustable Movement of the Roll Box // Engineering. 2018. N.10, P. 486–494.
- [7] Rustam M., Abdusamat K., Botir M. Theoretical and Experimental Studies of the Effect of Inclined Scraper on Removal of Raw Cotton from Mesh Surface // World Journal Mechanics. 2014. N.4. P. 371–377.

Наманган муҳандислик-технология институти.

12.12.2019 й.
қабул қилинган.

Х.Н. Шарипов, Х.Т. Ахмедходжаев, Б.М. Мардонов. Теоретические исследования движения одиночных и системы семян по колосникам с вогнутым профилем пыльного джина

В статье рассмотрены результаты практических и теоретических исследований процесса отделения волокна от семян при пыльном дженировании с установленными вогнутыми колосниками, отличающимися от имеющихся колосников.

H.N. Sharipov, H.T. Akhmedkhodjaev, B.M. Mardonov. Theoretical studies of the movement of a single and seed system along grates with a concave gin profile

The article studies practical and theoretical research of the process of separating seeds from a saw ginning machine with installed concave ribs, which differ from the existing ribs.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ГРУНТАХ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ НА СКВАЖИНУ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ РАДИАЛЬНЫХ ЭФФЕКТИВНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Известны теоретические решения осесимметричной задачи о толстостенной трубе [1]. На практике эту задачу в качестве основы можем применить для решения осесимметричной задачи в геотехнике. Например, эта задача может быть применена при использовании пневматических прессиометров для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) вокруг расширяющейся скважины при наличии гравитационного давления массива грунта. При этом возникает справедливый вопрос о растягивающих напряжениях и деформациях в массиве грунта в тангенциальном направлении. Дело в том, что в отличие от упругой задачи о толстостенной трубе напряжения и деформации в тангенциальном направлении, из-за ограниченности прочности грунта на растяжение, отсутствуют или чрезмерно малы [2 – 3]. Несмотря на эти ограничения, для решения геотехнической задачи о скважине с внутренним давлением за основу примем решение Ламе [1].

Кратко ознакомимся с упругим решением Ламе. Обозначим через ε_r – радиальную деформацию (в направлении радиуса трубы), ε_t – окружную или тангенциальную деформацию. Линейные деформации и нормальные напряжения возникают в трех взаимно перпендикулярных направлениях: $\sigma_r = E\varepsilon_r$ и $\sigma_t = E\varepsilon_t$. Будем считать что в осевом направлении вдоль отверстия деформация свободна, в этом случае можно принять условие, когда нормальное напряжение $\sigma_x = 0$.

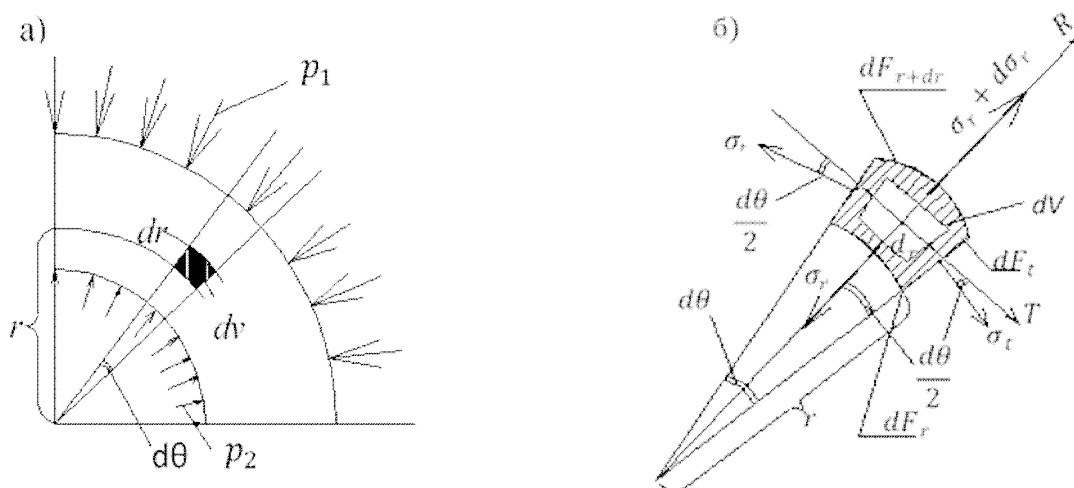


Рис. 1. Расчетная схема распространения напряжений (а) и для определения составных напряжений (б)

Рассмотрим действие двух давлений: внутреннее давление p_2 и внешнее p_1 , равномерно распределенные по внутренней и наружной поверхностям трубы. Внешний и внутренний радиусы трубы обозначим, соответственно, через a и b . Определим усилия, передающиеся при указанной нагрузке на произвольно выбранный элементарный объем dV (рис.1, а и б).

Составим уравнение равновесия сил в радиальном направлении вдоль оси R [1]

$$(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr)d\theta \cdot 1 - \sigma_r r d\theta \cdot 1 - 2\sigma_t \cdot 1 \cdot \sin \frac{d\theta}{2} = 0. \quad (1)$$

Пренебрегая бесконечно малыми величинами второго порядка малости и принимая

$$\sin \frac{d\theta}{2} \approx \frac{d\theta}{2},$$

получим

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_t}{r} = 0. \quad (2)$$

В рассматриваемом случае дифференциальное уравнение (2) является единственно получаемым из условия равновесия, но с двумя неизвестными σ_r и σ_t . Поэтому задача получается статически неопределимой.

Применительно к грунтам с учетом теории прочности можно утверждать, что тангенциальные напряжения должны удовлетворять условию

$$0 \leq \sigma_t \leq c \operatorname{ctg} \varphi,$$

где c, φ – соответственно величины удельного сцепления и угла внутреннего трения. С учетом этого, т.е. $\sigma_t=0$, дифференциальное уравнение (1) получается однородным и примет вид

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r}{r} = 0. \quad (3)$$

Дифференциальное уравнение (3) имеет одно неизвестное σ_r . Для того чтобы задачу (2) свести к однородной, используют закон Гука. Составляется второе уравнение в перемещениях

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_t) = \frac{du}{dr}, \quad \varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \mu\sigma_r) = \frac{du}{dr}. \quad (4)$$

Решая два уравнения (4) относительно σ_r и σ_t , можно получить следующие выражения в перемещениях:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right), \quad \sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right). \quad (5)$$

В уравнениях (5) оба напряжения σ_r и σ_t выражены через переменное u , т.е. через величину радиального перемещения, соответствующего радиусу r (см. рис. 1).

Подставляя значения напряжений (5) в уравнение (2), получим дифференциальное уравнение, выраженное в перемещениях

$$r^2 \frac{d^2 u}{dr^2} + r \frac{du}{dr} - u = 0. \quad (6)$$

Решение дифференциального уравнения относительно радиального перемещения имеет вид

$$u = C_1 r + \frac{C_2}{r}, \quad (7)$$

где C_1 и C_2 – постоянные интегрирования. Подставляя выражение (7) в (6), окончательно получим величины напряжений.

Для упрощения полученных формул введем другие постоянные (C и D), придав последним двум выражениям следующий вид:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left(C_1(1+\mu) + C_2(1-\mu) \frac{1}{r^2} \right), \quad \sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \left(C_1(1+\mu) - C_2(1-\mu) \frac{1}{r^2} \right),$$

$$\sigma_r = C + \frac{D}{r^2}, \quad \sigma_t = C - \frac{D}{r^2}. \quad (8)$$

Несложно заметить, что выражения (5) имеют аналогичный вид, полученный для плоской задачи [1]. Эти выражения позволяют определить как радиальное, так и окружное тангенциальное напряжение при произвольном значении независимого переменного r , т.е. для всякого концентрического слоя грунта в скважине. Значения постоянных C и D определяются из граничных условий. Решая систему этих уравнений относительно C и D , можно получить следующие выражения:

$$C = \frac{p_2 r_0^2 - p_1 r^2}{r^2 - r_0^2}, \quad D = (p_1 - p_2) \frac{r^2 r_0^2}{r^2 - r_0^2}. \quad (9)$$

Известно, что величина p_1 применительно к грунтам определяется из условия отсутствия перемещения на расстоянии H_s , равное активной области сжатия концентрического слоя, определяемого на основании экспериментов $\varepsilon_r=0$. На рис. 2 представлен график зависимости изменения

радиальных перемещений $x=(r_0+r)/d$ от перемещений $u^*=(u/p_2)$, полученный из экспериментов. Как видно из результатов экспериментов, для песков средней крупности активная область сжатия равна $H_5=3d=6r$. Горизонтальные внешние гравитационные напряжения p_2 могут определяться из условия

$$p_1 = \xi \sigma_{zg} = \gamma_{zg} z, \quad (10)$$

где σ_{zg} – гравитационная давления грунта; $\gamma_{zg}z$ и ξ – соответственно средневзвешенная величина удельного веса грунта, глубина слоя и коэффициент бокового давления грунта.

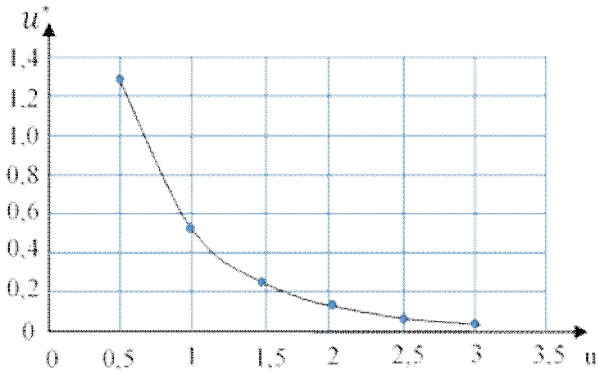


Рис. 2. График горизонтального перемещения по оси x

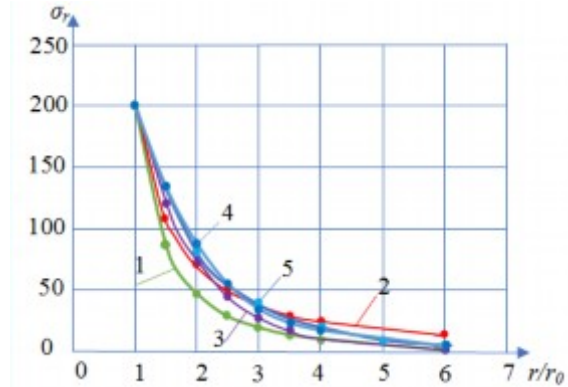


Рис. 3. Зависимости изменения радиальных напряжений от приведенного расстояния (r/r_0): 1, 2, 3, 4 – соответственно вычисленные по выражениям (3), (12), (14) и 5 – результаты экспериментов

Решение однородного дифференциального уравнения (3) записывается в следующем виде:

$$\ln \sigma_r = \ln \left(\frac{C}{r} \right) \quad \text{или} \quad \sigma_r = \frac{C}{r}, \quad (11)$$

где C – постоянная интегрирования, определяемая из граничных условий при $r=r_0$, $\sigma_r=p_2$, откуда $p_2=C/r_0$ или $C=p_2 r_0$. Окончательно выражение (11) запишем в виде

$$\sigma_r = p_2 \frac{r_0}{r}. \quad (12)$$

По результатам экспериментальных исследований таким требованиям отвечает координатная функция вида

$$\sigma_r = p_1 \left(-0.0184 \left(\frac{r}{r_0} \right)^3 + 0.22 \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 - 1.1946 \left(\frac{r}{r_0} \right) + 1.9477 \right). \quad (13)$$

Координатную функцию также можно определить по феноменологическому выражению следующего вида:

$$\sigma_r = p_2 \exp[-k(r - r_0)], \quad (14)$$

где $k=1.5$ – коэффициент, определяемый экспериментально; $H_5=6r_0$ – активная область сжатия слоя грунта по горизонтали. Например, для выражения (12) при $r=6r_0$

$$(\sigma_r - \sigma_{zg}) = p_2 \frac{1}{6} = 0.166 \cdot p_2 \quad \text{или} \quad (\sigma_r - \sigma_{zg}) = 0.0253.$$

Для выражения (14)

$$(\sigma_r - \sigma_{zg}) = 0.072.$$

Установлено, что к результатам экспериментов наиболее близкими являются координатные функции (13) и (14) (рис. 3). Такое же решение можно получить из уравнения равновесия

$$\sigma_r d\theta r_0 = p_2 d\theta r. \quad (15)$$

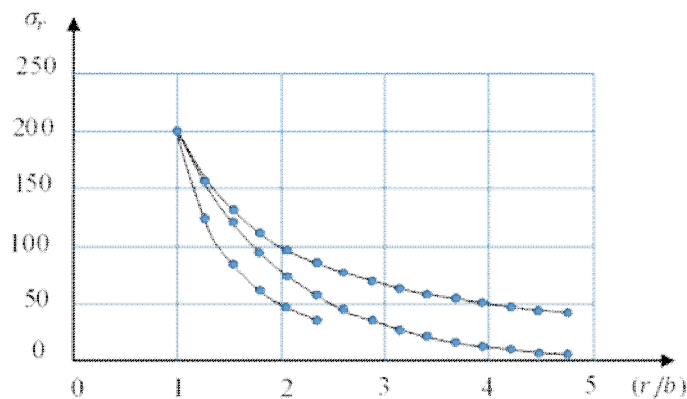


Рис. 4. Расчетные графики распространения радиальных напряжений σ_r по горизонтали (r/b): вычисленные по выражениям 1 – (7); 2 – (12); 3 – (13)

Таким образом, можно утверждать, что для грунтов как сред, не работающих на растягивающие нагрузки, удовлетворяется условие $0 \leq \sigma_r \leq c \operatorname{ctg} \varphi$, и можно условно считать, что $\sigma \cong 0$. В этом случае распределение напряжений σ_r по радиальному направлению $r \geq r_0$ прямо пропорционально внутреннему давлению p_2 и радиусу скважины r_0 и обратно пропорционально радиусу расстояния r . На рис. 4 сопоставлены графики радиальных напряжений σ_r от относительного расстояния (r/b), полученные по выражениям (7), (12) и (13). Расчеты выполнены для $b=37.5$ мм, $p_2=200$ кПа. Как показали исследования, наиболее приемлемыми для определения функции радиальных напряжений являются выражения (12) и (13).

Выводы. 1. Для определения радиальных и тангенциальных напряжений в скважине с внутренним эффективным давлением $\sigma_r=p_2$ использование уравнений теории упругости приводит к быстрому его убыванию по горизонтали, что не наблюдается на практике.

2. Наиболее близкие величины функции радиальных напряжений σ_r получены по методу классической механики с использованием однородных дифференциальных уравнений вида (12) и решения, полученные на основании экспериментальных исследований (13), (14).

3. Выражение (13) получено на основе результатов экспериментов. Доказано, что величина активной области сжатия для грунтовых скважин с внутренним эффективным давлением p_2 приблизительно равна $H_s \cong 3a$ и практически в два раза превышает показатель, полученный для штамповых испытаний.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Глушков Г. С., Синдеев В. А. Курс сопротивления материалов. М.: Высшая школа, 1965. – 768 с.
- [2] Хасанов А. З., Хасанов З. А. Основания и фундаменты на лёссовых просадочных грунтах. Ташкент: Ўзбекистон, – 2006.
- [3] Хасанов А. З., Хасанов З. А. Экспериментально-теоретические исследования прочности и устойчивости грунтов. Самарканд: Zarafshon, 2015.
- [4] Цытович Н. А. Механика грунтов. М.: Высшая школа, 1983. – 288 с.

Самаркандский архитектурно-строительный институт

Дата поступления
4.09.2019

А.З. Хасанов, З.А. Хасанов, Н.А. Набиева, Ж.А. Хасанов. Қудуқда ўқий симметрик радиал эффектли кучланишлар таъсиридаги грунтда кучланишларнинг тарқалиш масаласи ечими

Мақолада грунт массивида кучланишларни тарқалиш қонуниятини ўрганилган. Мақола муаллифлари томонидан грунтнинг кучланишларни тарқатиши хусусиятини ҳисобга олиб янги математик ифода таклиф қилинган ва уни ечими олинган

A.Z. Khasanov, Z.A. Khasanov, N.A. Nabieva, J.A. Khasanov. The solution of the problem of stress propagation in soils when exposed to axisymmetric radial effective stresses

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.

ИССЛЕДОВАНИЕ СОУДАРЕНИЯ НОЖЕЙ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ФРЕЗЕРНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ С КОМКАМИ ПОЧВЫ

При обработке почвы активными рабочими органами необходимо обеспечить разрушение комков. Комки почвы измельчаются от удара ножей фрезерного барабана. При применении в передаточном механизме фрезерного барабана передачи с переменными параметрами в процессе работы абсолютное ускорение его ножей будет переменным. При этом, кроме центростремительного ускорения, они будут обладать касательным ускорением. При взаимодействии фрезерных ножей с комками это приведет к образованию дополнительной силы и, соответственно, к лучшему измельчению [1].

Удар есть процесс, при котором в течение очень малого промежутка времени действуют очень большие силы. Промежуток времени часто равен тысячным и даже десятитысячным долям секунды. В теории удара классической механики вводится следующая идеализация этого процесса: совершается предельный переход к бесконечно большим силам, действующим бесконечно малое время (мгновенные силы) и имеющим конечный импульс [2]. Удар носит случайный либо целенаправленный характер. В первом случае объекты удара в некоторый момент времени случайно подвергаются воздействию мгновенных сил. Во втором случае в технологическом процессе специальным образом планируется и осуществляется ударное действие, в результате чего образуется новый объект [3].

Столкновения твердых частиц представляют интерес с точки зрения многих физических и технологических процессов, связанных с динамикой гранулированных сред [4 – 7]. Даже в простейшем случае, когда частицы имеют сферическую форму, а материал частицы может рассматриваться как упругий, динамика их взаимодействия может быть очень сложной [8] и включать частичное проскальзывание, полное скольжение или схватывание в зоне контакта на протяжении различных фаз столкновения [9]. В этом одна из основных причин, в результате которой до сих пор не существует единой теории, адекватно описывающей процессы, происходящие при столкновениях частиц.

С динамической точки зрения движение комка почвы трактуется как изменение ее количества движения $m\bar{V}$ при силовом действии на нее ножа фрезерного барабана. Это означает, что в каждый момент времени положение комка соответствует вектору скорости $\bar{V}$. Степень измельчения комков достигается, в основном, за счет правильного выбора окружной скорости фрезерного барабана. Для определения окружной скорости фрезерного барабана из условия измельчения комков, встречающихся на его пути, получили следующее выражение [10]:

$$V_o \geq [\sigma_c] R_o \sqrt{\frac{(J + mR_o^2)}{3EJ_1 \rho (1 - k^2) (2R_o h_\phi - h_\phi^2)}}, \quad (1)$$

где $[\sigma_c]$ – предельное значение напряжения, образующегося в комке под действием удара, Па; J – момент инерции фрезерного барабана, кгм²; m – средняя масса комка, кг; ρ – плотность комка, кг/м³; k – коэффициент восстановления комка; E – модуль упругости почвы, Па; h_ϕ – глубина обработки фрезерного барабана, м.

При изучении взаимодействия ножей фрезерного барабана с комками почвы установлены угловая скорость ω_1 и момент инерции J_1 ножа фрезерного барабана, а также скорость V_2 и масса m_2 комка почвы.

Для упрощения изучения удара этого процесса принимаем комок почвы как материальную точку, а нож фрезерного барабана как однородную балку (рис. 1). Определить послеударные скорости материальной точки и однородной балки можно несколькими способами. Например, при помощи теории удара – изменения количества движения и кинетического момента. Однако наиболее рационально применять метод Лагранжа. Рассмотрим его как механическую систему. Механическая система – это балка, вращающаяся вокруг шарнира А, и материальная точка, движущаяся

вертикально в плоскости. Система имеет два независимых виртуальных перемещения, следовательно, имеет две степени свободы и определяется двумя обобщенными координатами (рис. 2).

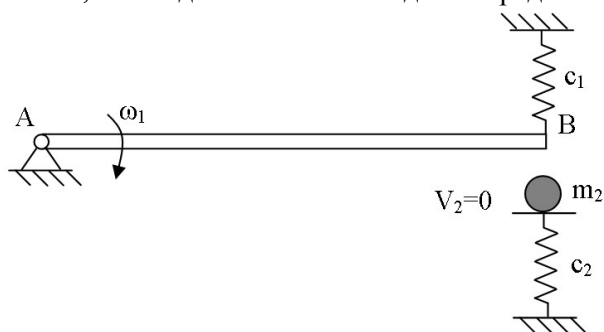


Рис. 1. Схема удара балки на материальную точку

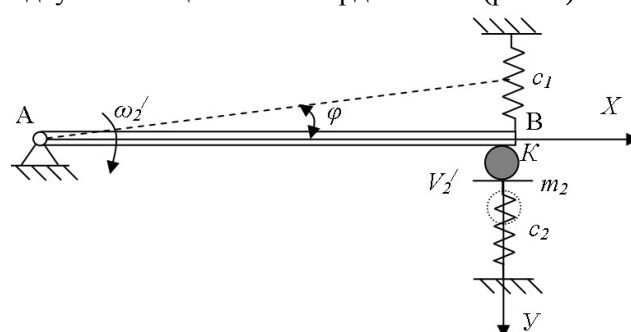


Рис. 2. Расчетная схема системы балки и материальной точки при ударе

Абсолютные обобщенные координаты системы примут вид

$$q_1 = \varphi, \quad q_2 = y,$$

а обобщенные скорости

$$\dot{q}_1 = \dot{\varphi}, \quad \dot{q}_2 = \dot{y}.$$

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{J_1 \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_2 \dot{y}^2}{2}, \quad (2)$$

где J_1 – момент инерции балки, кгм²; m_2 – масса материальной точки, кг.

Момент инерции балки определяется по следующему выражению:

$$J_1 = \frac{m_1 R^2}{3}, \quad (3)$$

где m_1 – масса балки, кг; R – длина балки АВ (или радиус фрезерного барабана), м.

При учете формулы (3) кинетическая энергия системы примет вид

$$T = \frac{m_1 R^2 \dot{\varphi}^2}{6} + \frac{m_2 \dot{y}^2}{2}. \quad (4)$$

Для этой системы кинетическая энергия зависит только от квадратов обобщенных скоростей. Это означает, что движение тел системы происходит независимо друг от друга. Частные производные кинетической энергии по обобщенным скоростям находим по формулам

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{1}{3} m_1 R^2 \dot{\varphi} \quad \text{и} \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = m_2 \dot{y}. \quad (5)$$

В начале удара угловая скорость балки равна ω_1 . Материальная точка находится в статическом покое, т.е. начальная скорость равна нулю. В конце удара балка имеет угловую скорость ω_1' , а скорость материальной точки – V_2' . Исходя из этих соображений, приращения частных производных кинетической энергии системы по обобщенным скоростям будут равны

$$\Delta \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = \frac{m_1 R^2}{3} (\omega_1' - \omega_1) \quad \text{и} \quad \Delta \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) = m_2 V_2'. \quad (6)$$

Из расчетной схемы системы, приведенной на рис. 2, обобщенные импульсы определяются следующим образом:

$$Q_{\varphi}^{y\partial ap} = \left. \frac{\delta W}{\delta \varphi} \right|_{\delta y=0} = \frac{SR \delta \varphi}{\delta \varphi} = -SR \quad \text{и} \quad Q_y^{y\partial ap} = \left. \frac{\delta W}{\delta y} \right|_{\delta \varphi=0} = \frac{S \delta y}{\delta y} = S. \quad (7)$$

Уравнения Лагранжа при ударе представляют собой линейные уравнения относительно скоростей тел после удара. Для этой системы они записываются в виде

$$\begin{cases} \frac{m_1 R}{3} (\omega'_1 - \omega_1) = -S, \\ m_2 V'_2 = S. \end{cases} \quad (8)$$

Удар вызван вращающейся балкой по материальной точке. Связь между скоростями осуществляется коэффициентом восстановления при ударе [11]. В формуле этого коэффициента учитываются относительные скорости взаимодействующих точек тел [12]. Определяем

$$k = \frac{V'_1 - V'_2}{V_1 - V_2}, \quad (9)$$

где

$$V_1 = \omega_1 R \text{ и } V'_1 = \omega'_1 R. \quad (10)$$

Если учесть (10), коэффициент восстановления определится следующим образом:

$$k = \frac{\omega'_1 R - V'_2}{\omega_1 R}. \quad (11)$$

Отсюда следует зависимость скоростей до и после удара

$$k\omega_1 = \omega'_1 - \frac{V'_2}{R}. \quad (12)$$

На основании всех полученных равенств образуем следующую систему линейных уравнений:

$$\begin{cases} k\omega_1 = \omega'_1 - \frac{V'_2}{R} \\ \omega_1 = \omega'_1 + \frac{3m_2 V'_2}{m_1 R} \end{cases} \quad (13)$$

Решив эту систему линейных уравнений, получим

$$\omega'_1 = \omega_1 - \frac{3m_2 \omega_1 (1-k)}{3m_2 + m_1}, \quad (14)$$

$$V' = \frac{\omega_1 m_1 R (1-k)}{3m_2 + m_1}. \quad (15)$$

В результате численного решения уравнений (14) и (15) получены графические зависимости параметров. На рис. 3 приводится изменение угловой скорости ножа фрезерного барабана после удара от массы ножа и комка. Как видно из графика, с увеличением массы комков почвы от 0.2 до 1.0 кг угловая скорость ножа фрезерного барабана уменьшается от 37.5 до 29.5 рад/с при массе ножа 2 кг.

На рис. 4 приведены графические зависимости угловой скорости ножа фрезерного барабана после удара от массы ножа и коэффициента восстановления. В предельных случаях при совершенно упругом ударе $k=1$, а при совершенно неупругом $k=0$. Зная скорости в начале и коэффициент k , можно найти скорости в конце удара и действующий в точках соударения ударный импульс. По анализу графических зависимостей на рис. 4, угловая скорость ножа фрезерного барабана после удара увеличивается с увеличением коэффициента восстановления. Но при значениях коэффициента восстановления $k=1$ угловая скорость ножа фрезерного барабана после удара получает неизменное максимальное значение, т.е. $\omega'_1 = \omega_1 = 41.9$ рад/с. При частично упругом ударе импульс системы соударяющихся тел после удара был меньше, чем до удара.

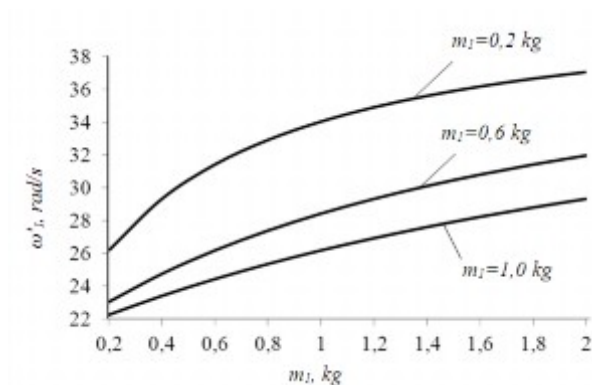


Рис. 3. Зависимости изменения угловой скорости ножа фрезерного барабана после удара от массы ножа и комка

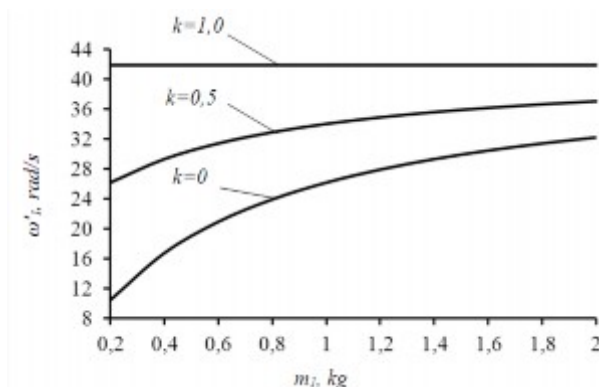


Рис. 4. Зависимости изменения угловой скорости ножа фрезерного барабана после удара от массы ножа и коэффициента восстановления

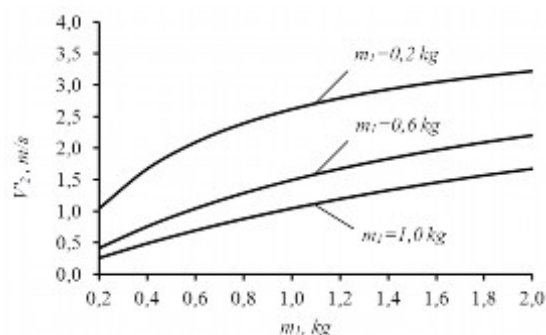


Рис. 5. Зависимости изменения скорости комка после удара от массы ножа и комка

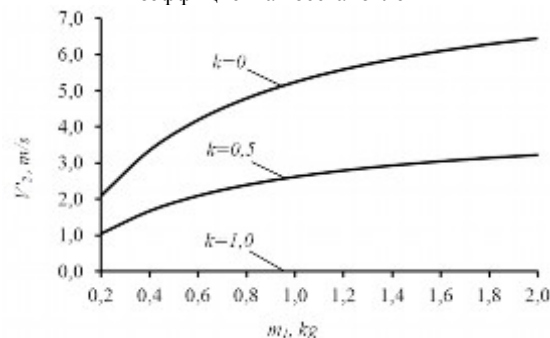


Рис. 6. Зависимости изменения скорости комка после удара от массы ножа и коэффициента восстановления

Из рис. 5 видно, что с увеличением массы комков почвы от 0.2 до 1.0 кг скорость комка уменьшается от 3.2 до 1.7 м/с при массе ножа 2 кг. Но при увеличении массы ножа скорость комка увеличивается. На рис. 6 приведены графические зависимости изменения скорости комка после удара от массы ножа и коэффициента восстановления. Из графиков видно, что с увеличением массы ножа скорость комка увеличивается, а с увеличением коэффициента восстановления уменьшается, но при значениях коэффициента восстановления $k=1$ скорость комка становится постоянной и равна нулю.

Рассмотрен удар ножей фрезерного барабана на комок почвы как балки на материальную точку. Приведена расчетная схема системы балки и материальной точки при ударе. На основе расчетной схемы изучены законы движения механической системы при ударе. Получены аналитические уравнения, определяющие скорости тел системы после удара. На основе численных решений построены графические зависимости изменения угловой скорости ножа фрезерного барабана и скорости комка после удара.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Джураев А., Тўхтақўзиев А., Мухаммедов Ж., Турдалиев В. Тупрокка экиш олдида ишлов берувчи ва майда уругли сабзавот экинларини экувчи комбинациялашган агрегат. Тошкент: Fan va texnologiya, 2016. – 200 б.
- [2] Морозов С.И., Шостенко Д.Н. Уравнение связи для решения задач удара// Изв. вузов. Лесной журнал. 2002. № 1. С. 56–61.
- [3] Лейбович М.В. Теория удара в задачах и примерах. Хабаровск: ТОГУ, 2016. – 236 с.
- [4] Ciarrarra M.P., Lara A.H., Lee A.T., Goldman D.I., Vishik I., Swinney H.L. Dynamics of drag and force distributions for projectile impact in a granular medium // Phys. Rev. Lett. Vol. 92. 2014. No. 19. P. 194–301.
- [5] Jop P., Forterre Y., Pouliquen O. A constitutive law for dense granular flows // Nature. Vol. 441. 2006. No. 7094. P. 727–730.
- [6] Bernard B. Impacts in mechanical systems: analysis and modelling. Berlin; New York: Springer, 2000. – 278 p.
- [7] Parteli E.J.R., Schmidt J., Blümel C., Wirth K.-E., Peukert W., Pöschel T. Attractive particle interaction forces and packing density of fine glass powders // Sci. Rep. Vol. 4. 2014. P. 6227.
- [8] Maw N., Barber J.R., Fawcett J.N. The oblique impact of elastic spheres // Wear. Vol. 38. 1976. No. 1. P. 101–114.

- [9] Ляшенко Я.А., Виллерт Э., Попов В.Л. Механика столкновений твердых тел: влияние трения и адгезии. I. Обзор экспериментальных и теоретических работ // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. 2018. №2. С. 44–61.
- [10] Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
- [11] Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
- [12] Великанов Н.Л., Наумов В.А., Корягин С.И., Тарасов Д.А. Упругий удар тела о наклонную поверхность// Вестник Балтийского федерального университета им. И. Канта. Вып. 10. 2013. С. 36–42.

Наманганский инженерно-строительный институт

Дата поступления
17.09.2019

В.Турдалиев, А.Қосимов, Н.Асқаров. А. Хамзаев. Тупроққа ишлов берадиган фрезали ишчи орган пичоқлари билан тупроқдаги кесаклар орасидаги зарбанинг тадқиқи

Мақолада фрезали барабан пичоғи ва кесаклар орасидаги зарба балка-моддий нукта сифатида қаралган. Фрезали барабан ва кесакларнинг зарбадан кейинги тезликларини аниқлашда Лагранж усулидан фойдаланилган. Зарба пайтидаги балка ва моддий нуктанинг ҳисоб схемаси келтирилган. Ҳисоб схема асосида, механик системанинг зарба пайтидаги ҳаракат қонуни ўрганилган. Системанинг зарбадан кейинги тезлигини аниқловчи аналитик тенгламалар олинган. Сонли ечим асосида зарбадан кейинги фрезали барабан пичоғининг бурчак тезлиги ва кесакнинг тезликларини ўзгаришини ифодаловчи боғлиқлик графиклари қўрилган.

V.Turdaliev, A.Qosimov, N.Asqarov. A. Xamzaev. Research collision of knives of soil processing milling working bodies with locks

The article deals with the impact of milling drum knives on a lump of soil as a beam-material point. To determine the speeds of the knives of the milling drum and the soil lump after the impact, the Lagrange method was used. The design scheme of the beam system and material point upon impact is given. Based on the design scheme, the laws of motion of a mechanical system upon impact are studied. Analytical equations are obtained that determine the velocities of the bodies of the system after an impact. Based on numerical solutions, graphical dependencies of changes in the angular velocity of a milling drum knife and the velocity of a lump after an impact are constructed.

УЎК 631.36

М. ШОУМАРОВА, Т.АБДИЛЛАЕВ

ЧИМҚИРҚАР – ПЛУГ ИШ СИФАТИНИ ОШИРАДИГАН ВОСИТАДИР

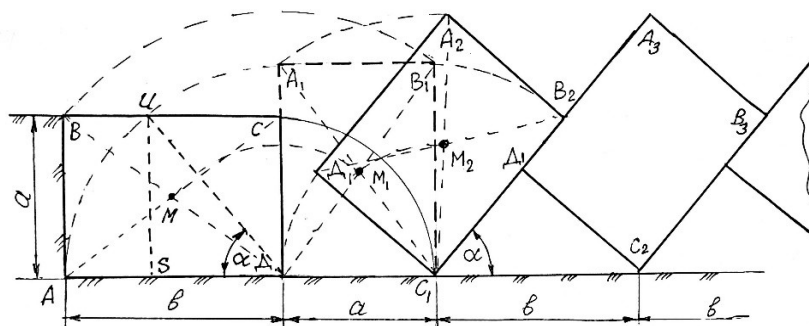
Плуг билан ерга ишлов беришдан асосий мақсад тупроқ қатламини ағдариш ҳисобига бегона ўтларни чуқур кўмиб йўқотиш ҳисобланади [1, 2]. Бундан ташқари, ағдарилаётган тупроқ палахсаси ўта мураккаб шаклдаги плуг корпуси сирти бўйлаб юқорига кўтарилаётганда узлуксиз деформацияланиши туфайли майдаланади, юмшатилади. Бегона ўтларни йўқотиш палахсани ағдариш даражасига боғлиқдир. Ағдарилган палахсани шудгор тубига энгашиш бурчагининг миқдори, уни ағдариш даражасини баҳолайдиган кўрсаткич ҳисобланади. Доимо, палахсани тўлиқроқ ағдаришни амалга оширишга интилиш керак. Энгашиш бурчаги қанчалик кичик бўлса, ағдариш тўлиқ бўлган бўлади. Оддий плуглар ағдарган палахсанининг энгашиш бурчаги 52° дан кичикроқ бўла олмайди. Тўғри, фронтал плуглар палахсани 180°га айлантириб, уни дастлабки жойига тўнтариб кўяди, энгашиш бурчаги нол градус бўлиб, бегона ўтларни тўлиқ йўқотишга эришилади.

Тупроқ палахсасини ағдариш даражаси корпус ишчи сиртининг шаклига боғлиқ. Корпус шакли уни ишлатиш тезлигига мос ясалган бўлади. Мисол учун замонавий тезкор корпуслар $V=11-12$ км/соат тезлигида агрегатлансагина сифатли ағдаради. Ушбу тезликда плугни агрегатлашга тракторнинг тортиш қуввати етарли бўлмасдан уни $V=8-9$ км/соат тезлигида ишлатилса, тупроқ етарли даражада ағдарилмайди, демак майдаланмайди. Шудгорда кўп кесаклар пайдо бўлади, сифат кескин пасаяди. Тупроқ палахсасини ағдариш жараёнини график усулда таҳлил қилиб, унинг моҳиятини очиқ бериш мумкин. Бундай таҳлилни осонлаштириш мақсадида палахса ағдарилиш жараёнида деформацияланмайди, яъни ўз шаклини ва ўлчамларини ўзгартирмайди деб фараз қилинади. Шу усулда палахсани ағдарилиш жараёни 1 – расмда кўрсатилган. Схемда b камров кенлигига эга бўлган корпус a чуқурликда ерга ишлов бериб, ABCD палахсани ўнг томонга ағдармоқда. Дастлаб палахса D қирраси атрофида айланиб тик $A_1B_1C_1D$ ҳолатига келади, кейинчалик палахса C_1 атрофида айланиб, унинг В қирраси ҳайдалмаган

ер сатҳида B_2 ҳолатини эгаллаб тўхташнинг олимлар аниқлашган. Ағдарилган палахсанинг энгашиш бурчаги α миқдори $C_1D_1C_2$ учбурчагидан аниқланади:

$$\alpha = \arcsin a/b.$$

(1)



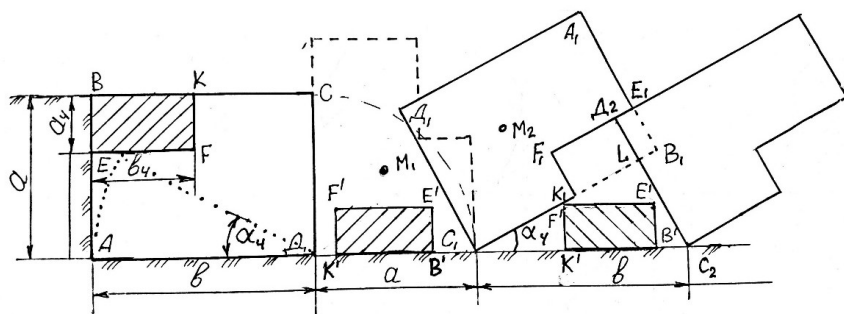
1 – расм. Тупроқ палахсанини ағдариш жараёнининг график схемаси

Далада плугни ишлатишда корпус қамров кенлиги b ни ўзгартириш имкони йўқ, аммо ҳайдаш чуқурлиги a ни ўзгартириш мумкин. Чуқурроқ ҳайдашни хоҳлаб, a кўпайтирилса, ағдарилаётган палахсанининг A_2C_1 диаганали тик ҳолатга келиб қолиши мумкин ва корпус таъсири тўхтагандан сўнг ўзининг дастлабки ҳолатига, яъни орқасига йиқилиб кетиши мумкин. Бундай ҳолатда тупроқ юмшатилади, лекин ағдарилмайди, бегона ўтлар учун қўлай шароит яратилади. Бундай вазият ҳайдаш чуқурлиги a корпус қамров кенлигининг 79% га тенг, ёки кўпроқ, яъни чуқурлик $a \geq 0.79 b$ ўрнатилганида содир бўлади. Демак, қамров кенлиги маълум бўлган корпусни хоҳлаган катта чуқурликда ишлатиб бўлмайди.

Аслида фермер экадиган экин яхши ривожланиши учун ерни ҳайдаш чуқурлиги a ни аниқлаб, кейин тупроқни сифатли ағдариш учун корпус қамров кенлиги b қанча бўлишини аниқлаши лозим: $b \geq 1.27a$. Яъни корпус қамров кенлиги b мўлжалланган ҳайдаш чуқурлигидан камида 1.27 барабар катта бўлиши лозим. Демак, $a=30$ см тайинланса, қамров кенлиги $b=1.27 \cdot 30=38$ см дан кам бўлмаган корпус танлаш керак. Аммо, қамров кенлиги 38 смдан қанчалик катта бўлса, шунчалик яхши, сабаби (1) формула бўйича палахсанинг шудгор тубига энгашиш бурчаги кам бўлади, ҳайдаш сифати яхши бўлади. Чунки α кичик бўлса $A_2B_2C_1D_1$ палахсани илгари ағдарилиб қўйилган $A_3B_3C_2D_1$ га жипслашган бўлиб, B_2D_1 юзасидаги бегона ўтлар кафолатли йўқотилади. Аммо, B_2 қирраси атрофида намлик ҳамда ёруғлик етарли бўлиши сабабли, бегона ўтлар кўкариб чиқиш эҳтимоллиги сақланиб қолади.

Тупроқ палахсанини тўлиқроқ ағдариш учун мутахассислар ҳайдаш чуқурлиги a га нисбатан корпус қамров кенлигини иложи борича катта бўлишини таъминлаш маъқул бўлади деб ҳисоблашади, чунки $C_1D_1C_2$ учбурчагидagi α бурчагини қарама – қаршидаги D_1C_2 катети, яъни ҳайдаш чуқурлиги, ўзгартирилмаган ҳолда учбурчак гипотенузаси бўлган корпус қамров кенлиги $b=C_1C_2$ катталаштирилса, палахсанинг энгашиш бурчагини камайиши 1 – расмда кўриниб турибди. Аммо, корпус қамров кенлиги b қанчалик катта бўлса, ағдариладиган палахса узун бўлади, узун палахсани каттароқ масофага иргитиб суриш керак бўлади. Демак, иргитилаётган палахсага кўпроқ кинетик энергия бериш, кўпроқ қувват сарфлаш керак бўлади. Қамров кенлиги катта бўлган корпуслар ўрнатилган плуглардан яъни корпуслар оралиғи катта бўлган узун ва оғир плугдан фойдаланиш керак бўлади. Кўпроқ қувват сарфланиб, шудгорлаш таннарихи ошиб кетади.

Фикримизча, палахсани тўлиқроқ ағдариб, бегона ўтларни кўпроқ йўқотиш учун чимқирқардан фойдаланиш керак. 2–расмда 1–расмдаги палахса ўлчамлари ўзгартирилмасдан чимқирқар ўрнатиб ағдариш схемаси келтирилган. Чимқирқар асосий корпус олдида ўрнатилиши туфайли бўлажак ABCD палахсанининг BEFK бўлагини қирқиб олиб, олдинги корпус тайёрлаган шудгор тубига B'E'F'K' кўринишида ташлайди. Орқада келаётган асосий корпус AEFKCD шаклидаги палахсани $A_1E_1F_1K_1C_1D_1$ ҳолатга келтириб, чимқирқар ташлаган B'E'F'K' тупроғи устига ағдаради. Асосан бегона ўт илдизлари, уруғлари, поялари жойлашган BC томони иккига ажратилиб ағдарилган палахса остида C_1K_1 кўринишида кафолатли чуқур кўмилган бўлади, бегона ўт йўқотилади. Чимқирқардан фойдаланишда бегона ўт кўпроқ йўқотилиши адабиётда кўп тарғиб қилинган. Аммо, катта чуқурликда ҳам палахсани сифатли ағдариш мумкин бўлиши етарли изоҳланмаган.



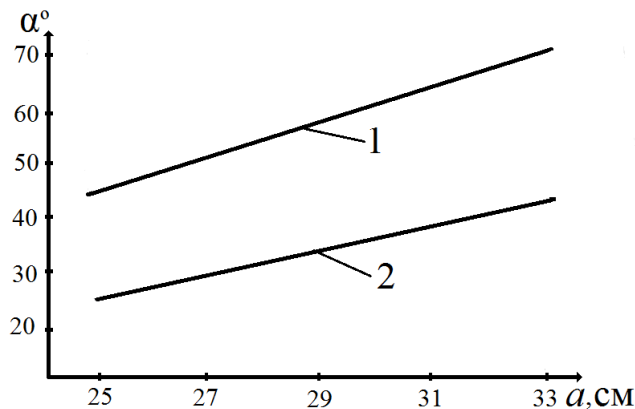
2 – расм. Тупроқни чимқирқар ўрнатиб ағдариш схемаси

C_1C_2L учбурчагида α_4 бурчаги қаршисидаги катет $LC_2=a-a_4$ эканлиги кўриниб турибди. Демак, чимқирқар ўрнатилиб ишлов берилса, асосий $ABCD$ палахасасининг энгашиш бурчаги куйидагича бўлади

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{a - a_4}{b}\right). \quad (2)$$

(2) формуладан a_4 миқдори (1) формуладаги α га нисбатан доимо кичик бўлишини кўрсатади, чунки $\arcsin\left(\frac{a - a_4}{b}\right) < \arcsin\left(\frac{a}{b}\right)$.

Қамров кенлиги $b=35$ см бўлган корпус чимқирқарсиз ишлатилса, унинг билан 27 см чуқурликдаги палахсани $\alpha=52^\circ$ бўладигандек ағдариб ерга ишлов бериш мумкин бўлса, ушбу корпус олдида 8 см чуқурликда ишлайдиган чимқирқар ўрнатилса $\alpha=52^\circ$ ўрнига $\alpha_r=28^\circ$ бўлишига эришиш мумкин. Хатто, ушбу корпус олдида чимқирқар ўрнатиб, 27 см эмас 33 см, яъни жоиз бўлган чуқурликдан 6 см катта бўлган чуқурликда ишлатилса $\alpha_r=41^\circ$, яъни 27 см чуқурликдаги $\alpha=52^\circ$ дан кичикроқ бўлади $a=27$ см чуқурликда ишлов бериб $\alpha=41^\circ$ ни таъминлаш учун қамров кенлиги $b \geq 40$ қўйилиши керак бўлар эди.



3– расм. Тупроқ чуқурлигининг энгашиш бурчагига боғлиқлиги

(1)- формула асосида қамров кенлиги $b=35$ см бўлган корпус билан $a_1=25$ см чуқурликда ишлов берилса $\alpha_1=45^\circ$; $a_3=33$ см бўлса, $\alpha_3=68^\circ$ бўлиши (3-расмдаги 1-график) аниқланган.

Агар асосий корпус билан чимқирқар $a_4=8$ см чуқурликда ишлайдиган қилиб ўрнатилса $a_1=25$ см вариантида $\alpha_{41}=25^\circ$, бўлиши аниқланади. Демак, чимқирқар ўрнатилса палахсанинг энгашиш бурчаги $\Delta\alpha=\alpha_1-\alpha_4=17^\circ$ га камайитиришга эришиш мумкин.

Хуллас, плугга чимқирқар ўрнатилса, ҳар қандай корпус учун жоиз бўлган чуқурликдан каттароқ бўлган чуқурликда ишлов бериб, тупроқ палахсасини тўлиқроқ ағдариб, бегона ўтларни йўқотиш мумкин бўлади. $a_3=33$ см бўлган вариантда $\alpha_{43}=40^\circ$ бўлиб, таққосланаётган вариантга нисбатан $\Delta\alpha=\alpha_3-\alpha_{43}=28^\circ$ га қамроқ бўлишига эишилади (3-расм, 2-график).

Тадқиқотлар асосида куйидаги хулосаларни қабул қилиш мумкин:

1. Плугдан фойдаланишдан асосий мақсад – тупроқ қатламини ағдариб бегона ўтларни йўқотишдир. Ағдарилаётган қатлам майдаланади, тупроқ юмшатилади.

2. Ағдариләйтган тупроқ палахсаси олдинги корпус ағдариб кетган палахсага зарб билан урилиб, унга жипсланиб энгашган бўлиши лозим. Бегона ўтлар тўлиқроқ кўмилиб йўқотилади, шудгор юзасида катта кесаклар, чуқур жўяқлар пайдо бўлмайди.

3. Тупроқ палахсасини сифатли ағдариш учун хайдаләйтган ердаги тупроқ холатига мос шаклдаги корпус танлаш, корпус шаклига мос тезликда плугни агрегатлаш керак. Етиштириладиган экин турига мос чуқурлик тайинлангандан сўнг, ушбу чуқурликдан камида 27% га катта қамров кенгликка эга бўлган корпус билан хайдаш лозим. Хайдаш чуқурлиги корпус қамров кенглигининг 79% дан кичикроқ бўлиши талаб қилинади.

4. Корпус қамров кенглиги ўрнатилган хайдаш чуқурлигига нисбатан қанчалик катта бўлса, палахса шунчалик тўлиқроқ ағдарилади, аммо шудгорлаш жараёнига кўпроқ қувват сарфланадиган бўлади. Шу сабабли, чимқирқар ўрнатиб ишлов берилса, хайдаш чуқурлигини қамров кенглигини жоиз бўлган 79% дан каттароқ тайинлаб, қамроқ қувват сарфлаган ҳолда палахсани сифатлироқ ағдариб шудгорлаш мумкин бўлади.

АДАБИЁТЛАР

[1] К л е н и н Н. И. Сельскохозяйственные машины. М.: Колос, 2005.

[2] Ш о у м а р о в а М., А б д и л л а е в Т. Қишлоқ хўжалиги машиналари. Тошкент: “Фан ва технологиялар”, 2019.

Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини
механизациялаш муҳандислар институти

27.11.2019 й.
қабул қилинган.

М. Шоумарова, Т. Абдиллаев. Предплужник – средство, улучшающее качество работы плуга

В статье обосновано необходимость использования предплужников на плуге для уничтожения сорняков. Показано преимущество применения предплужников для более качественного оборота почвенного пласта при вспашке на глубину, превышающую общепринятую её величину, вместо использования корпусов с увеличенной шириной захвата. Доказано, что предплужник не только повышает качество работы плуга, но и снижает энергоёмкость вспашки.

M.Shoumarova, T.Abdillayev. Skimmer – a tool that improves the quality of the plow.

The article explains that it is desirable to use spikes to improve weed removal more fully in the soil during basic soil cultivation. It has been explained that with the installation of the pitch, the main body and the ground can be plowed deeper than the norm and erode the soil more completely.

УДК 677.017.4

К.С. СУЛТАНОВ, С.И. ИСМОИЛОВА, Ш.Э. ТУЛАНОВ

ПРОЦЕСС ОБРЫВАНИЯ ХЛОПКОВЫХ ПРЯЖ ПРИ РАСТЯЖЕНИИ

Обрывность пряжи в текстильном производстве является одной из главных проблем, решение которой до настоящего времени остается актуальным. Пряжа, состоящая из хлопковых волокон длиной 0.02-0.05 м, имеет особое структурное строение. Поэтому в первую очередь для уменьшения ее обрывности в технологических процессах необходимо изучить эту структуру и через нее найти пути повышения прочности пряжи. Отсюда и возник первый путь уменьшения обрывности пряж – технологический, так как образование сложной структуры пряжи зависит от технологии прядения.

Уменьшение обрывности пряжи или повышение ее прочности через изменение параметров технологических процессов является основным направлением на протяжении почти последних ста лет. Вопросам повышения прочности пряж в этом направлении посвящено огромное количество работ, обзор которых приведен в [1–3]. Основной их целью была разработка структуры максимально прочной пряжи.

В результате фундаментальных исследований в этом направлении в настоящее время достигнуто получение пряж из хлопковых волокон со средней удельной прочностью (удельной разрывной нагрузкой)

$$P_p = 11-21 \text{ сН/текс.}$$

Если учитывать, что удельная прочность хлопковых волокон колеблется в пределах $P_v=22-35$ сН/текс, то получается, что прочность волокна в пряже используется в среднем на 50%. При

хорошем состоянии текстильного оборудования этот показатель можно довести до 60%. Как видно, здесь еще имеется резерв 40%, поэтому по первому пути улучшения прочности пряжи, следовательно, уменьшению обрывности ее в технологических процессах исследование успешно продолжается.

Второй путь уменьшения обрывности пряжи и не только пряжи, но и всех текстильных нитей – механический. В этом направлении по сравнению с первым существенно мало работ.

Сущность механического направления состоит в уменьшении обрывности пряжи посредством управления внешними силами воздействия на нить в технологических процессах, а также изучения свойств внутренних сил в пряже, нахождения способов их регулирования в целях повышения прочности пряжи [4].

Рассмотрим более подробно второе направление. Начнем со второго показателя – со свойств внутренних сил. В пряже главными внутренними силами являются силы трения между волокнами, так как волокна в пряже находятся в сложном переплетенном и закрученном состоянии. В связи с этим определение истинных сил трения между волокнами и в целом в пряже – очень трудоемкий и сложный процесс.

Появление новых методов и способов экспериментального определения межволоконных сил трения [5] создает перспективу в этом направлении.

А.Н. Соловьевым [6] была предложена формула для определения прочности пряжи в виде

$$P_p = P_v n_p + T_c n_c, \quad (1)$$

где P_v – прочность волокна; n_p – число разорвавшихся волокон хлопка в пряже при растяжении; T_c – средняя сила тангенциального сопротивления скользящих относительно друг друга хлопковых волокон в пряже при ее растяжении; n_c – число скользящих волокон в сечении пряжи.

На основе гипотезы (1) А.Н.Соловьевым получена широко известная формула для определения удельной прочности пряжи [6]. Согласно формуле А.Н.Соловьева [6], в (1) число разорвавшихся волокон хлопка в пряже определяется из выражения

$$n_p = n(1 - 2l_c/L), \quad (2)$$

где $n = n_p + n_c$ – общее количество волокон в пряже; l_c – длина скольжения волокна; L – длина волокна.

Согласно (2), если $l_c \rightarrow 0.5L$, тогда $n_p \rightarrow 0$. В этом случае ни одно хлопковое волокно не разрывается при растяжении пряжи. Если $l_c = 0.25L$, тогда $n_p = 0.5n$, т.е. 50% волокон в пряже разрываются от растяжения. Когда $l_c = 0$, $n_p = n$ – все волокна разрываются при растяжении пряжи. Отсюда следует, что при отсутствии сил трения между волокнами в пряже можно получить пряжу с наибольшей прочностью. Это утверждение имеет место, если прикладывать растягивающую силу к самим волокнам в пряже, а не к пряже в целом. Расчетная схема для пряжи, принятая в [6], не соответствует растяжению пряжи в технологических процессах. На самом деле при растяжении пряжи в технологических процессах или на разрывной машине главными являются силы трения между волокнами, и они сопротивляются растягивающей нагрузке.

Утверждение в [6] о том, что часть волокон в пряже разрывается сама, а часть из них выскальзывает из пряжи, по всей вероятности, не верно. Это видно из результатов экспериментов, полученных при испытании хлопковых пряж на разрыв (рис. 1–3).

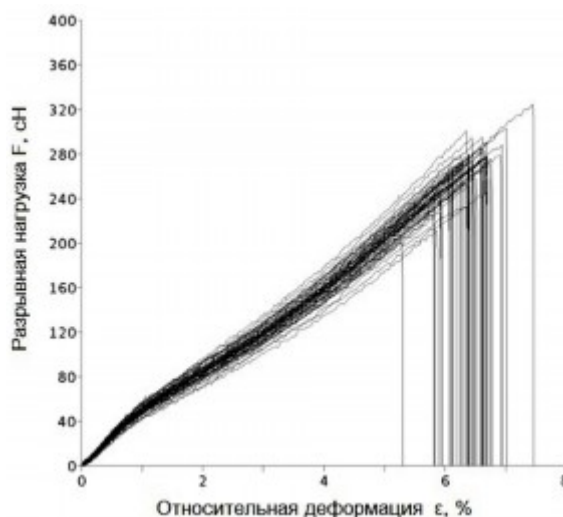


Рис.1. Диаграммы растяжения до разрыва хлопковой пряжи с линейной плотностью $T=14.0$ текс

На рис.1 приведены результаты испытаний хлопковой пряжи с номинальной линейной плотностью $T=14.0$ текс, на рис.2 – с $T=29.0$ текс, а на рис.3 - с $T=72.0$ текс.

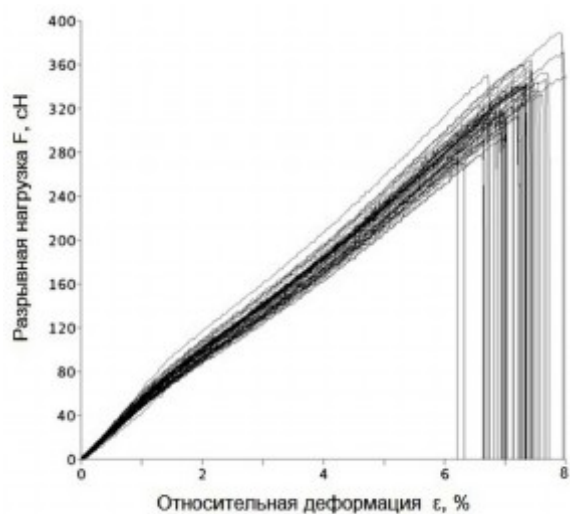


Рис.2. Диаграммы растяжения до разрыва хлопковой пряжи с линейной плотностью $T=29.0$ текс

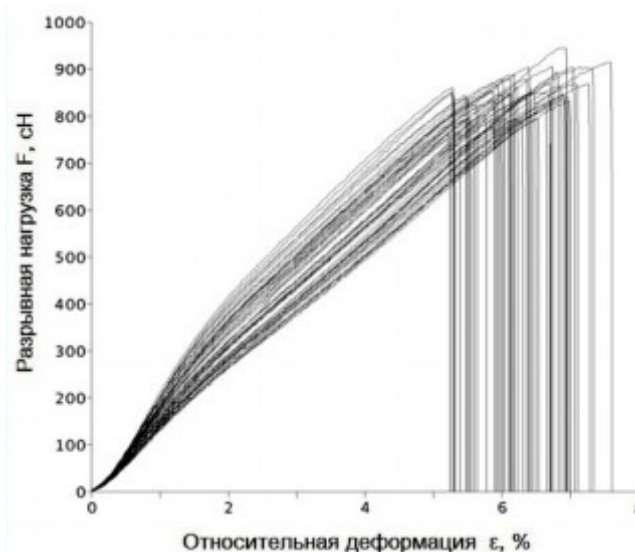


Рис. 3. Диаграммы растяжения до разрыва хлопковой пряжи с линейной плотностью $T=72.0$ текс

В опытах использовалась однородная хлопковая пряжа кардной системы, выработанная на пневмомеханической прядильной машине из средневолокнистого хлопка 1-го сорта 1-й группы зрелости 4-го типа волокна, опыты проводились на испытательной машине «Statimat С». Постановка эксперимента и методика проведения опытов приведены в [4]. Повторность испытаний пряжи с одинаковой линейной плотностью до разрыва – пятидесятикратная. Достоверность опытных данных обсуждалась в [4].

Значение максимальной разрывной нагрузки при растяжении хлопковой пряжи, согласно данным рис.1 равняется $F_{max}=320$ сН, по данным рис.2 – $F_{max}=490$ сН, по данным рис. 3 – $F_{max}=950$ сН. Удельная разрывная нагрузка (прочность) при этом соответственно равняется $P_p=22.9$; 16.9 ; 13.2 сН/текс. Удельная прочность хлопкового волокна, использованного при изготовлении испытываемой хлопковой пряжи, $P_v=30.9$ – 31.8 сН/текс [4].

Как видно из приведенных опытных данных, удельная разрывная нагрузка (прочность) хлопковой пряжи никак не достигает удельной разрывной нагрузки (прочности) волокна. Это означает, что при растяжении волокна в пряже не разрываются, а выскальзывают.

Отсюда следует, что гипотеза А.Н.Соловьева (1) не может иметь места при растяжении пряжи до обрыва. При растяжении пряжи видимо, внутренние силы в волокне уравниваются с межволоконными силами трения, и, очевидно, не только ими. В результате сложного геометрического расположения волокон в пряже, возникают и другие силы, действующие на волокна. Определение этих сил, закономерностей их возникновения и изменения – сложная экспериментальная проблема мезомеханики пряжи. Решение этой проблемы может привести к новым технологиям изготовления хлопковых и других пряж.

Таким образом, полученная формула А.Н. Соловьева в [6] выведена на основе неправильных представлений процесса обрыва пряжи при растяжении. Результаты экспериментов, как показано выше, противоречат основной гипотезе формулы А.Н. Соловьева. Это обстоятельство свидетельствует о необходимости пересмотра механических основ расчетных формул, полученных по методу А.Н. Соловьева.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Seyam A-F. M., Lee J.H., Hondge G., Oxenham W., Grant E. Warp Break Detection in Jacquard Weaving Using Micro-Electro-Mechanical Systems: Effect of Yarn Type//Textile Research Journal. Vol.78. 2008. No 8. P.664–670.
- [2] Morton W.E., Hearle J.W.S. Physical properties of textile fibers. Fourth edition. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2008. – 765 p.
- [3] Щербakov В. П. Прикладная и структурная механика волокнистых материалов. М.: Тисопринт, 2013. – 304 с.

- [4] Султанов К.С., Исмоилова С.И. Структурная прочность текстильных нитей. Монография. Ташкент: Фан, 2017. – 256 с.
- [5] Grechukhin A.P., Seliverstov V.Yu., Rudovskiy P.N. The method of determination of yarn bending rigidity and friction factor during interaction of fibers//Journal of the Textile Institute. Vol.108. 2017. No 12. P. 2067–2072.
- [6] Кукин Г.Н., Соловьев А.Н. Текстильное материаловедение. Часть 2. М.: Легкая индустрия, 1964.–380 с.

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

Дата поступления
03.12.2019

К.С. Султанов, С.И. Исмоилова, Ш.Э. Туланов. Чўзилишда пахта ипининг узилиши жараёни

Мақолада пахта ипини узулгунча чўзиб, ўтказилган тажрибалар натижалар асосида пахта ипини мустаҳкамлигини аниқлаш ва прогноз қилишнинг мавжуд формулалари қайта кўриб чиқилиши зарурлиги тақлиф қилинган.

K.S. Sultanov, S.I. Ismoilova, Sh.E. Tulanov. Cotton yarns breakage under stretching

Based on the results of experiments on yarn stretch to a breakage, it is proposed in the paper to revise the existing calculation formulas for determining and predicting the cotton yarn strength.

УДК 621.771

Р.Х. САЙДАХМЕДОВ, К.Г. БАХАДИРОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ПРОКАТКИ НА КРИСТАЛЛОГРАФИЧЕСКУЮ СТРУКТУРУ МЕТАЛЛА

Возрастающие требования к качеству листового проката и, в частности, к точности его размеров, требуют усовершенствования технологии прокатки, автоматизированных систем проектирования технологических процессов, создания новых и совершенствования существующих конструкций деформирующих агрегатов. В прокатных оборудованьях обрабатываются как цветные, так и черные металлы. Среди цветных металлов большой практический интерес представляют алюминиевые и медные сплавы. Эти сплавы широко применяются в авиастроении, машиностроении, приборостроении и автомобилестроении вследствие таких определенных свойств, как сравнительно низкая удельная масса, высокая коррозионная стойкость, тепло- и электропроводимость. Переработка цветных металлов в продукцию с глубокой добавленной стоимостью является очень актуальным направлением для развития отрасли по обработке металлов в республике. За последние годы были приняты такие важные документальные акты, как Постановления Кабинета Министров Республики Узбекистан от 6 июня 2018 г. № 425 и от 24 сентября 2019 г. № 802, где развитие производства и обработка цветных металлов в стране указаны, в качестве приоритетных направлений.

Асимметричная прокатка является перспективным способом обработки металлов давлением и характеризуется геометрической асимметрией, связанной с разностью диаметров между двумя валками и кинематической асимметрией, определенной различием линейных скоростей валков. В результате такого процесса происходят интенсивные сдвиговые пластические деформации и по толщине полосы металла образуется текстура сдвиговой деформации, обеспечивающей высокое качество изделий. В связи с этим изучение структуры алюминиевых сплавов при прокатке асимметричной технологии, а также ее влияния на физико-механические свойства материала является актуальной проблемой.

Цель статьи – изучение кристаллографической текстуры алюминиевого сплава марки АА1050 при симметричной и асимметричной прокатке в условиях различных технологических режимов прокатного оборудования.

В асимметричной прокатке силы деформационного процесса значительно снижаются по сравнению с обычной прокаткой. Снижение усилия прокатки имеет большое преимущество, так как очень большие деформации могут быть переданы в материал для производства ультратонких структур, модификации текстуры и производства высокопрочных материалов [1]. Одним из последствий компонента сдвига является увеличение площади поверхности деформированных зерен к более высоким значениям, чем это возможно при чистой деформации простого сжатия. Напри-

мер, в случае аустенита это приводит к увеличению центров кристаллизации для перекристаллизации или фазового превращения. Конечным результатом являются более мелкие зерна феррита в сравнении со случаем обычной горячей прокатки [2, 3].

Процесс асимметричной прокатки в современных условиях производства предусматривает технологический процесс воздействия на параметры технологического оборудования, а также на качество прокатанного металла [4 – 6].

В качестве материала для исследования был выбран листовой алюминиевый сплав европейского образца 1050 с толщиной 3 мм, химический состав которого приведен в таблице.

Химический состав алюминиевого сплава AA1050

Элементы	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Ni	Zn	Ti	Ga	V
Количество, %	0.089	0.280	0.002	0.001	0.001	0.001	0.003	0.005	0.011	0.016	0.007

Асимметричная (рис. 1) и симметричная прокатка листового алюминиевого сплава осуществлялась в университете Авейро (Португалия) на экспериментально- лабораторной установке, технические параметры которой соответствуют техническим параметрам промышленного оборудования.

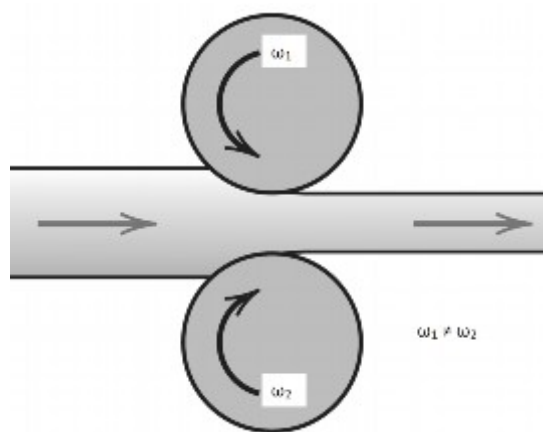


Рис. 1. Асимметрическая прокатка листового металла

Чтобы достичь параметров промышленного оборудования по передающим усилиям через валки на обрабатываемый материал, на основе расчетов выбраны меньшие размеры валка по длине и диаметру, но создающие те же усилия, что промышленный прокатный стан. Устройство имеет два цилиндра (прокатные валки) одинакового размера с диаметрами 180 мм, которые вращаются за счет двух независимых электродвигателей постоянного тока. Скорости вращения цилиндров и усилия на валки контролируются с помощью компьютера со специальным программным обеспечением.

Во время эксперимента по традиционной прокатке число оборотов обоих цилиндров со-

ставляло 15 мин⁻¹. При асимметричной прокатке число оборотов верхнего и нижнего цилиндра составляло 5 мин⁻¹ и 15 мин⁻¹ соответственно. Во всех экспериментах прокатки после каждого прохода уменьшение толщины образца составляло 15%. Это показывает, что после 2-х, 4-х и 6 проходов толщина образцов уменьшилась на 28, 48 и 62% соответственно.

Образцы, обработанные при симметричной прокатке (CR), всегда прокатывались в одном направлении. При асимметричной прокатке испытания осуществлялись в двух разных последовательностях: асимметрично последовательная (ASRC) и асимметрично реверсивная (ASRR) прокатка.

Кристаллографическая текстура исследовалась с помощью рентгеноструктурного анализа, полученного на рентгеновском дифрактометре PhilipsX'pert, оснащенный гониометром для определения текстуры в излучениях CuKα. Кристаллографическая ориентация зерен изучалась на плоскостях {200} и {111} полюсных фигурах. Образцы из алюминиевого сплава механически шлифовались и полировались.

Полученные данные рентгеноструктурного анализа были обработаны на компьютере с использованием специального программного обеспечения MTEX MATLAB toolbox. По результатам обработки полярных фигур алюминиевого образца были выбраны 1000 ориентаций и использовались для вычисления значения <M> (M-расшифровка) с помощью вязкопластичной самосогласованной математической модели, разработанной Лебенсоном и Томом [7].

В материаловедении термином «текстура» обозначают преимущественную ориентацию кристаллитов (зерен) в поликристаллическом материале относительно каких-либо выбранных плоскостей или направлений в пространстве металла. Различают понятия «механическая текстура» и «кристаллографическая текстура» [8].

Для изучения анизотропного распределения деформации получены полюсные фигуры для исходного металла (рис. 2). Результаты показывают сильную $\{100\} \langle 001 \rangle$ преференциальную кристаллографическую ориентацию зерен, которая типична для рекристаллизованного алюминиевого листа. Наличие этого компонента текстуры, известного как компонент куба, который лучше описан в пространстве Эйлера (рис.3), обычно связано с низким значением R при $\theta=45^\circ$ (если сравнить значения при $\theta=0^\circ$ и $\theta=90^\circ$).

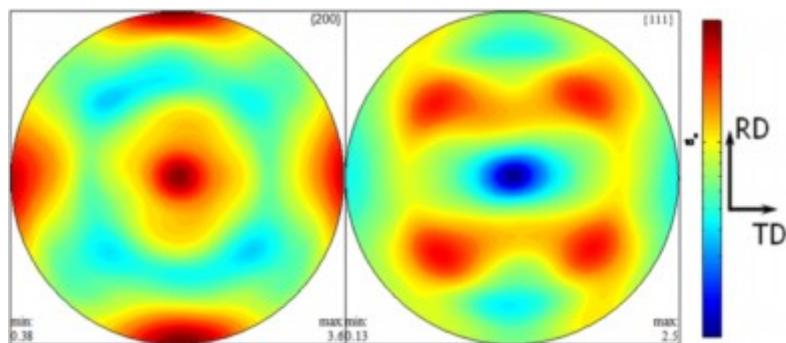


Рис. 2. $\{200\}$ и $\langle 111 \rangle$ полюсные фигуры исходного металла

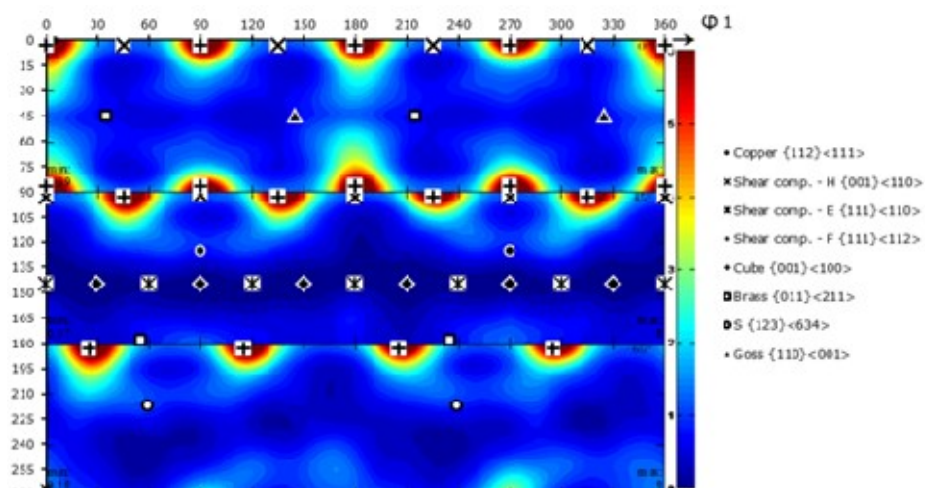


Рис. 3. Кристаллографическая текстура исходного металла на сечениях пространства Эйлера, когда $\phi_2=0^\circ, 45^\circ, 65^\circ$

При ASRC – асимметричной продолжительной прокатке не было орторомбической симметрии. Отмечалась только зеркальная симметрия от оси, находящейся параллельно к направлению прокатки. Более того, такие компоненты прокатки, как Cu, Su и Brass, еще сохранились с разной интенсивностью и большей фракцией. Объекты кристаллов имеют ориентацию, близкую к идеальной текстуре с компонентами сдвига (рис. 4, 5).

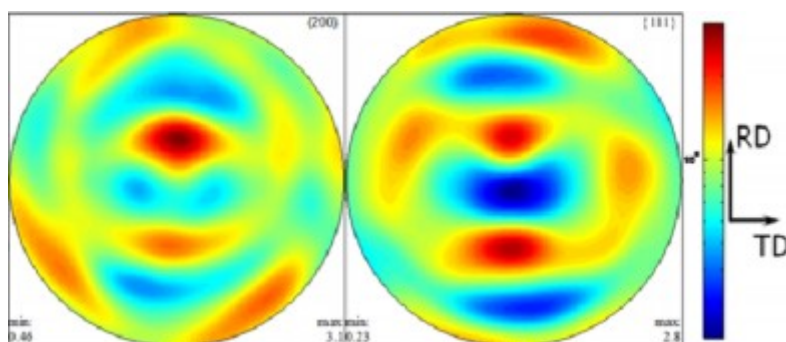


Рис.4. $\{200\}$ и $\{111\}$ полюсные фигуры ASRC

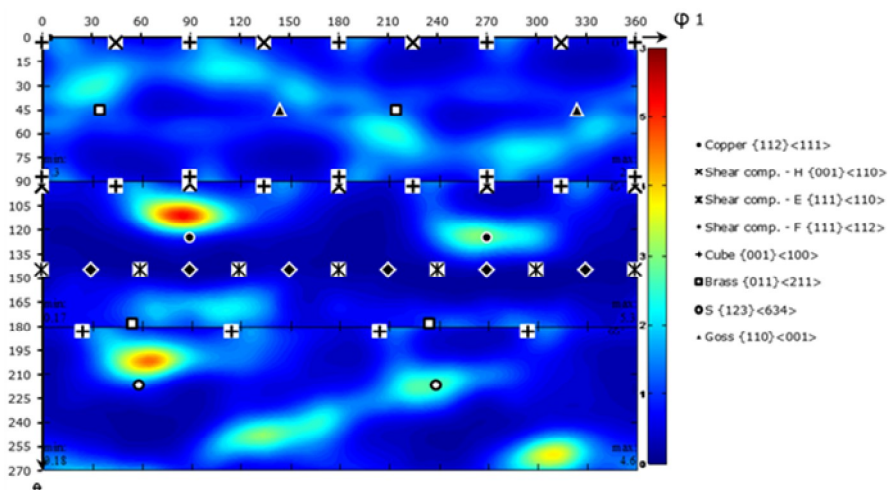


Рис. 5. Кристаллографическая текстура образца ASRC на пространстве Эйлера, когда $\phi_2=0^\circ, 45^\circ$ и 65° , компоненты идеальной ГЦК текстуры отмечены разными знаками

При асимметричной прокатке деформирующие силы процесса значительно снижаются по сравнению с обычной прокаткой. Снижение усилия прокатки имеет большое преимущество: очень большие деформации могут действовать на материал для производства ультрамелкозернистой структуры, модификации текстуры и производства высокопрочных материалов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Cui Q., Ohori K. Mater. Sci. Tech. Vol. 16. 2000. P. 1095.
- [2] Inoue T., Torizuka S., Nagai K. Mater. Sci. Tech. Vol. 18. 2002. P. 1007.
- [3] Мазур В.Л., Ноговицын А.В. Теория и технология тонколистовой прокатки (численный анализ и технические приложения). Днепропетровск: РВА «Дніпро-VAL», 2010. – 500 с.
- [4] Голубченко А.К., Мазур В.Л., Бинкевич Е.В. Влияние угла входа полосы в валки на параметры процесса прокатки // Металлургическая и горнорудная промышленность. 1994, № 3. С. 20–24.
- [5] Мазур В.Л., Голубченко А.К., Бинкевич Е.В. Расчет параметров процесса горячей асимметричной прокатки толстых полос // Сталь. 1994. № 1. С. 39–41.
- [6] Свичинский А.Г., Бинкевич Е.В., Мазур В.Л., Голубченко А.К. Несимметричная горячая прокатка на широкополосном стане // Сталь. 1992. № 11. С. 41–44.
- [7] Lebensohn, R. A. Tomé C.N. A self-consistent viscoplastic model: prediction of rolling textures of anisotropic polycrystals // Materials Science and Engineering. A 175(1-2). 1994. P. 71–82.
- [8] Колбасников Н.Г. Теория обработки металлов давлением // Физические основы прочности и пластичности металлов. Учебное пособие. Спб.: Изд-во СПбГПУ, 2004. – 268 с.

Ташкентский государственный технический университет
им. И.А. Каримова

Дата поступления
19.11.2019

Р.Х. Сайдахмедов, К.Г.Бахадиров Металл кристаллографик структурасига ҳар хил турдаги прокатлашнинг таъсирини ўрганиш

AA1050 алюминий қотишмасининг кристаллографик тузилиши прокат мосламаларининг турли технологик режимида симметрик ва ассиметрик прокатлашда ўрганилди. Алюминий қотишмасининг прокатлаш таъсирида лабораториясида ўтказилди. Прокатлашдан олдин ва кейин кристаллографик текстура рентген дифракцияси таҳлидан фойдаланиб ўрганилди. Рентген дифракция маълумотлари MTEX MATLAB toolbox ёрдамида ишлов берилди. Эйлер бўлишида қутб шакллари ва алюминий қотишма намуналарининг тузилиши берилган.

R.Kh. Saidakhmedov, K.G. Bakhadirov. Study of the influence of different types of rolling on crystallographic structure of metal

The crystallographic texture of an AA1050 aluminum alloy was studied in symmetric and asymmetric rolling in various technological modes of rolling equipment. Rolling of sheet aluminum alloy was carried out on an experimental laboratory setup. The crystallographic texture before and after rolling was investigated using x-ray diffraction analysis. X-ray diffraction data were processed using the MTEX MATLAB toolbox. Pole figures and texture of aluminum alloy samples in Euler space are given.

ВЛИЯНИЕ НАПОЛНИТЕЛЯ В СОЧЕТАНИИ С ДОБАВКОЙ АЦФ-ЗМ НА ПРОЦЕСС ТВЕРДЕНИЯ ЦЕМЕНТНОГО КАМНЯ

Введение. Эффективными направлениями ресурсосбережения, обеспечивающими прорыв в производстве железобетона, является комплексное использование в технология бетона наполнителей и химических добавок [1, 2].

Побочные продукты промышленности и добычи сырья, природные вещества, используемые в качестве минеральных добавок, менее твердые в сравнении с цементным клинкером, что определяет высокую размолоспособность. В результате получаемые цементы характеризуются такими недостатками, как замедленное твердение в начальные сроки, повышенная усадка, невысокие морозо и коррозионная стойкость, сравнительно большой расход цемента для получения марочной прочности сопоставимой с рядовым портландцементом. Укрупнение частиц минеральных добавок изменит роль активных минеральных добавок: превращение их в наполнители портландцемента создает предпосылки для качественного улучшения структуры цементного камня в растворе и бетоне. Однако укрупнение частиц минеральных добавок цемента не может в полной мере обеспечить достижение поставленной цели, так как чрезмерное увеличение наполнителя должно привести к эффекту разбавления вяжущего и снижению его активности. Компенсирование этого фактора может быть достигнуто за счет введения в бетонную смесь пластифицирующих химических добавок [1, 3].

Основное содержание экспериментально-теоретических исследований. В работах, проводимых в МИИТ, ТашИИТ и ФерПИ, установлена перспективность применения в качестве добавок к цементным бетонам ацетоформальдегидной водорастворимой смолы марки АЦФ-ЗМ, являющейся поверхностно - активным веществом (ПАВ) неоконченного типа.

Для экспериментальных образцов с учетом наличия больших запасов, технико-экономической возможности и экологической необходимости использования в качестве наполнителей бетона применены глиеж Кизыл-кийинского месторождения и электротермофосфорный (ЭТФ) шлак Чимкентского ПО «Фосфор».

Проведенные исследования показали, что введение грубодисперсного наполнителя уменьшает общую контактируемую с водой поверхность, что в сочетании с добавкой АЦФ-ЗМ положительно влияет и на снижение водопотребности цементного теста, сроки схватывания, кинетику структурообразования и прочность цементного камня [1–5].

Интенсификация структурообразования цементного камня в присутствии минеральных наполнителей и добавки АЦФ-ЗМ благоприятно влияет и на рост прочности во времени (рис.1).

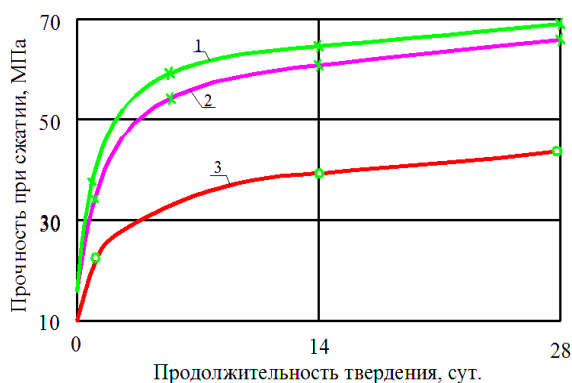


Рис.1. Рост прочности цементного камня во времени при твердении в воде: 1 – портландцемент; 2 – глиеж 25%, 0.1 АЦФ; 3 – ЭТФ 25%, 0.1 АЦФ-ЗМ

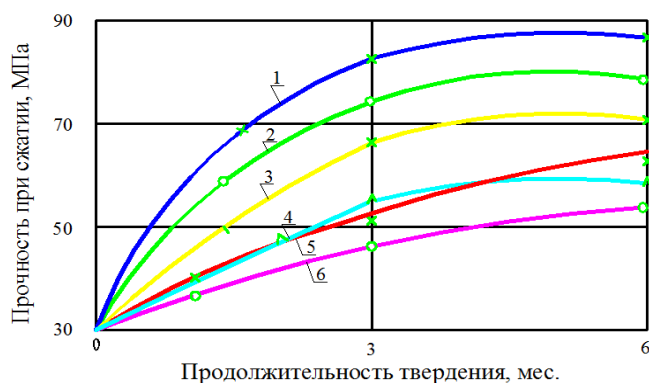


Рис.2. Рост прочности цементного камня во времени при твердении в воздушно - влажных условиях: 1, 3 –портландцемент с глиежом 25 и 45% и АЦФ-ЗМ; 2, 4 – портландцемент с глиежом 25 и 45% без АЦФ-ЗМ; 5 – пуццолановый цемент с АЦФ-ЗМ; 6 – пуццолановый цемент без АЦФ-ЗМ

Показатели прочности цементного камня с 25% глиежа и шлака с дисперсностью $\sim 1500 \text{ см}^2/\text{г}$ во все сроки твердения до 28 суток на 40–60% выше, чем у обычного пуццоланового цемента.

Нами проведено исследование по выявлению изменения прочности цементного камня при длительном твердении как в водных, так и в воздушно-влажных условиях выдерживания образцов. С этой целью изучены образцы обычного пуццоланового цемента, а также портландцемента с наполнителями глиежем и шлаком в количестве 25 и 45%, дисперсностью $\sim 1500 \text{ см}^2/\text{г}$ с добавкой АЦФ-3М и без нее (рис. 2–5).

Анализ полученных данных показывает, что при твердении образцов обычного пуццоланового цементного камня в воздушно-влажных условиях наблюдается непрерывное нарастание прочности и даже после 6 месяцев их твердения. Показатели прочности через 1 и 3 месяца составляют 55–70% от максимальной через 6 месяцев твердения, а после 6 месяцев – выше на 80% по сравнению с прочностью через 1 месяц твердения. Образцы водного твердения во все сроки гидратации характеризуются повышенной на 25–30% прочностью, чем через 1 месяц твердения. Образцы водного твердения во все сроки гидратации до 6 месяцев характеризуются повышенной на 25–30% прочностью в сравнении с показателями образцов воздушного твердения. Добавка 0.15% АЦФ-3М повышает прочность образцов пуццоланового цементного камня водного твердения на 15–25%, а воздушно - влажного – только на 10% (см. рис.2–3).

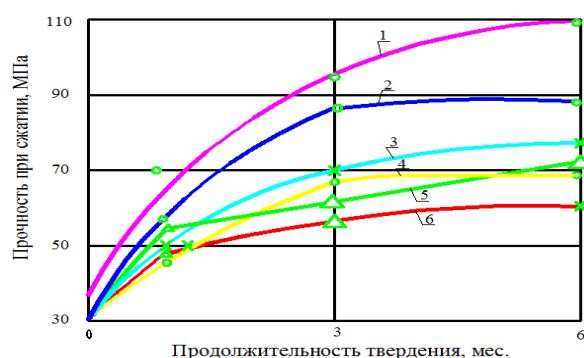


Рис. 3. Рост прочности цементного камня во времени при твердении в воде: 1, 5 –портландцемент с глиежем 25 и 45% и АЦФ-3М; 2, 6 – портландцемент с глиежем 25 и 45% без АЦФ-3М; 3 – пуццолановый цемент с АЦФ-3М; 4 – пуццолановый цемент без добавки

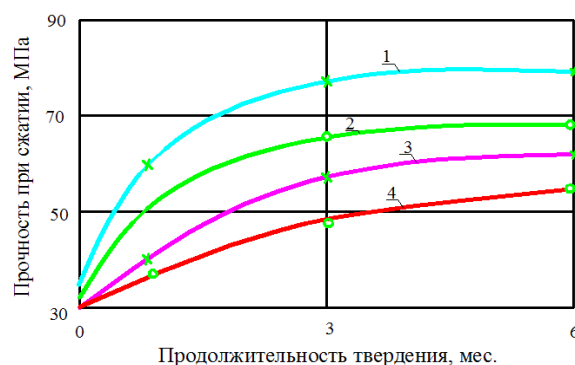


Рис. 4. Рост прочности цементного камня во времени при твердении в воздушно-влажных условиях: 1, 3 –портландцемент со шлаком 25 и 45% и АЦФ-3М; 2, 4 – портландцемент со шлаком 25 и 45% без добавки АЦФ-3М

Введение наполнителей в самостоятельном виде и особенно в сочетании с добавкой АЦФ-3М существенно ускоряет нарастание прочности цементного камня через 1 и 3 месяца твердения как в водных, так и в воздушно-влажных условиях и после трех месяцев твердения наблюдается незначительный рост прочностных показателей. Относительный прирост прочности портландцемента с 25% глиежа без добавки и с 0.15% АЦФ-3М в сравнении с обычным пуццолановым цементом составляет через 1 и 3 месяца твердения соответственно 50–75 и 30–40%, а с наполнителем шлаком – 40–70%. Следует также обратить внимание и на то, что совместное использование наполнителей и добавки АЦФ-3М позволяет увеличить содержание глиежа и шлака до 45% при сопоставляемых с обычным пуццолановым цементом прочностных показателях (см. рис.2–5).

При применении в качестве наполнителя электротормофосфорного шлака основная доля прочности цементного камня реализуется в первые три месяца твердения и в дальнейшем показатели растут незначительно (см. рис. 4–5).

Указанные особенности твердения и роста прочности портландцементного камня с наполнителями и добавкой АЦФ-3М связаны, очевидно, с тем, что количество прореагировавших цементных частиц в вяжущем значительно меньше, чем в исходном цементе. Вследствие этого и происходит более полное использование активности частиц клинкерных минералов приводящее к ускорению гидратационного процесса в сравнительно короткие сроки.

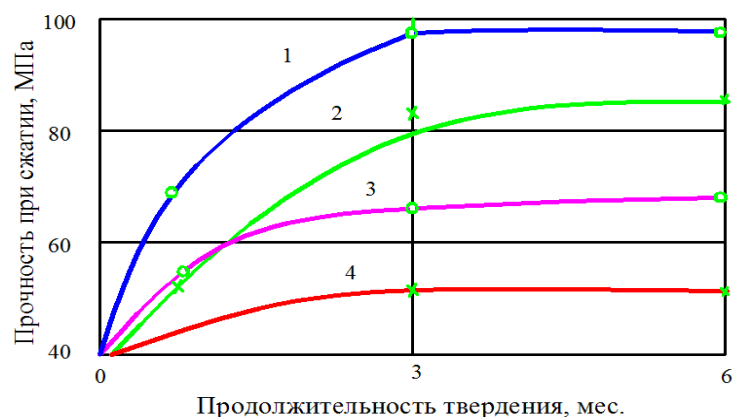


Рис. 5. Рост прочности цементного камня во времени при твердении в воде: 1, 2 – портландцемент со шлаком 25 и 45% и АЦФ-3М; 3, 4 – портландцемент со шлаком 25 и 45% без добавки АЦФ-3М

Выводы. Введение грубодисперсного минерального наполнителя уменьшает общую контактируемую с водой поверхность, что в сочетании с добавкой АЦФ-3М, ее пластифицирующим и ускоряющим эффектами положительно влияет и на снижение водопотребности цементного теста, сроки схватывания, кинетику структурообразования и интенсифицирует прочность цементного камня во времени в различных условиях твердения.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Махкамов Й.М., Мирзабабаева С.М. Температурные прогибы железобетонных балок в условиях воздействия технологических температур // Проблемы современной науки и образования. 2019. №11. С. 45.
- [2] Баженов Ю.М. Технология бетона. М.: Изд-во ассоциации строительных вузов, 2002. –500 с.
- [3] Мамажонов А.У. Бетон с минеральным наполнителем и добавкой ацетонформальдегидной смолы: Автореф. дис.... канд. техн. наук. М., 1986. – 16.
- [4] Махкамов Й.М., Мирзабабаева С.М. Образование и развитие трещин в изгибаемых железобетонных элементах при высоких температурах, их деформации и жесткость // Научно-технический журнал ФерПИ. 2019. №3. С. 160.
- [5] Соломатов В.И., Тахиров М.К., Ханин В.К. Ресурсосберегающая технология бетона. Ташкент: Мехнат, 1990, С. 3.

Ферганский политехнический институт

Дата поступления
5.12.2019

А.У. Мамажонов, Й.М. Махкамов, С.М. Мирзабабаева, А.А. Исмоилов. АЦФ-3М қўшимчали бирикмада тўлдиргичнинг цементли тошининг қотиши жараёнига таъсири

Эксперименталь тадқиқотлар натижасида АЦФ-3М қўшимчали минерал тўлдиргичларнинг турли қотиши шароитларида цемент тошининг қотишига, таркибий шаклланишига, гидратациясига таъсирининг хусусиятлари аниқланган. Биринчи босқичда, тизимнинг таркибланиши натижасида йирик заррали тўлдиргичлар коагуляцион таркибланиши даврини қисқартиради. Бир вақтнинг ўзида сирт фаол моддали (ПАВ) қўшимча таъсирида сув талаби пасайиши оқибатида уч кальцийли силикатнинг гидратацияси тезлаишии кузатилади, кристаллаиши даврида ва бошлангич ҳамда кейинги даврларда цемент тошининг таркибланиши ва қотиши натижасида тезлаишади. Иккинчи босқичда минерал тўлдирувчиларнинг фаол нордон оксидларининг кальций гидроксидининг ўзаро таъсирида қўшимча равишда янги гидратли тузилмалар пайдо бўлади, бунинг оқибатида цемент тошининг зичлиги ва турғунлиги ортади, бу эса цемент тошининг турли қотиши давларида нам ва нам-ҳаволи шароитларда нормал қотишига имкон яратади.

A.U. Mamajonov, Y.M. Makhkamov, S.M. Mirzababaeva, A.A. Ismoilov. The effect of filler in combination with the addition of ACF-3M on the hardening process of cement stone

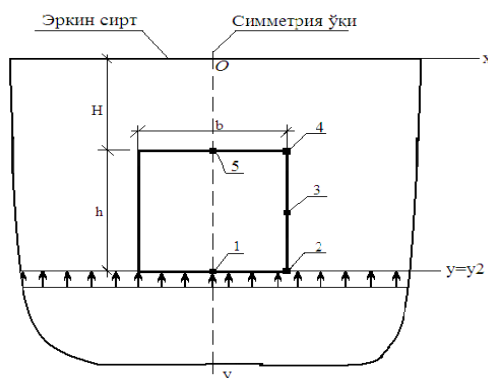
As a result of experimental studies, features of the structure formation of cement stone, hydration and hardening of portland cement with mineral fillers in the presence of ACF-3 additive under various hardening conditions were established. At the first stage, coarse-dispersed fillers, due to the structure formation of the system, shorten the period of coagulation structure formation. At the same time, under the influence of a surfactant additive, the process of hardening of cement stone in the initial and subsequent periods is intensified by reducing the water demand, accelerating the hydration of tricalcium silicate and the crystallization period of structure formation. In the second stage, as a result of the interaction of active acidic oxides of mineral fillers with calcium hydroxide, an additional amount of hydrated neoplasms is formed, as a result of which the density and stability of the cement stone increase, which allows the normal hardening of the cement stone in various periods under moist and air-wet hardening conditions.

ТЕКИС ТЎЛҚИНЛАР ТАЪСИРИ ОСТИДА БЎЛГАН, ЧУҚУР ВА САЁЗ ЎРНАТИЛГАН ТОННЕЛЛАРНИНГ СОНЛИ ҲИСОБИ

Замонавий қурилиш амалиётида бино ва иншоотларнинг конструктив элементларини зарб кучи ва текис тўлқинлар таъсирига ҳисоблаш талаб этилади. Ярим фазода жойлашган чуқур ва саёз ўрнатилган ер ости иншоотларининг деформацияланувчи конструктив элементлари билан текис тўлқинларнинг ўзаро таъсирини ҳисоблаш усуллари ишлаб чиқиш ҳозирги куннинг муҳим вазифаларидан бири бўлиб келмоқда.

Чоп этилган илмий мақолаларда, ярим фазо муҳитида кўндаланг кесим юзаси тўғри тўртбурчак шаклига эга бўлган бўшлиқ (тоннел) бор деб қараб, ярим фазонинг эркин сиртига таъсир этувчи текис тақсимланган динамик куч таъсирида тўлқин тарқалиш масаласи [1] чекли айирмалар усули ёрдамида ечилган. Ярим фазо ва тоннел атрофида юзага келадиган тўлқин тарқалиш жараёни, деформация ва кучланиш ҳолатлари ўрганилган. [2] мақолада эса, ер остидан эркин сиртга қараб йўналган текис тўлқин таъсирида эластик ярим фазо муҳити ва саёз ўртанилган тоннелда ҳосил бўладиган текис кучланиш ҳолатлари чекли айирмалар усули ёрдамида ечилиб, сонли натижалар олинган.

Ушбу мақолада, [2] мақоладан фарқли равишда чуқур ҳамда саёз ўрнатилган тоннелларда ҳосил бўладиган деформация ва кучланганлик ҳолатлари ўрганилган. Ox ва Oy координата ўқларини эркин сирт ва симметрия ўқи га жойлаштирамиз. Эластик ярим фазо муҳитини $t=0$ вақтда тинч ҳолатда ва текис тўлқин $t>0$ вақтда эластик ярим фазода жойлашган кўндаланг кесим юзаси тўғри тўртбурчак шаклидаги тоннелга таъсир этсин (1-расм).



1-расм. Ярим фазо муҳитининг кўндаланг кесими учун кўчишлар орқали ифодаланган ҳаракат тенгламаси (Ламе тенгламаси) қуйидаги кўринишга эга.

1-расмда: h – тоннел баландлиги, b – тоннел эни, H – тоннел юқори сатҳидан эркин сиртга бўлган баландлик.

Муҳитнинг ҳаракат тенгламаси эластиклик назариясининг динамика тенгламалари орқали ифодаланилади. Эластиклик назариясининг текис масалалари

$$\begin{cases} c_1^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + c_2^2 \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + (c_1^2 - c_2^2) \frac{\partial^2 V}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^2 U}{\partial t^2}, \\ c_1^2 \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + c_2^2 \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + (c_1^2 - c_2^2) \frac{\partial^2 U}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^2 V}{\partial t^2}. \end{cases} \quad (1)$$

Бу ерда: $0 \leq i \leq I_3$ ва $0 \leq j \leq J_3$; c_1 ва c_2 – муҳитдаги бўйлама ва кўндаланг тўлқин тарқалиш тезликлари; U – x ўқи йўналишидаги кўчиш V – y ўқи йўналишидаги кўчиш.

Бошланғич шартлар: $t=0$ да

$$\begin{cases} U = \dot{U} = 0 \\ V = \dot{V} = 0 \end{cases}, \quad y \leq y_2, \quad \sigma_{yy} = \begin{cases} \sigma^0, & y > y_3, \\ \sigma^0 \cdot \frac{y - y_2}{y_3 - y_2}, & y_2 \leq y \leq y_3. \end{cases} \quad (2)$$

Чегаравий шартлар: эластик ярим фазонинг эркин сиртида, яъни $y=0$ чизиғида

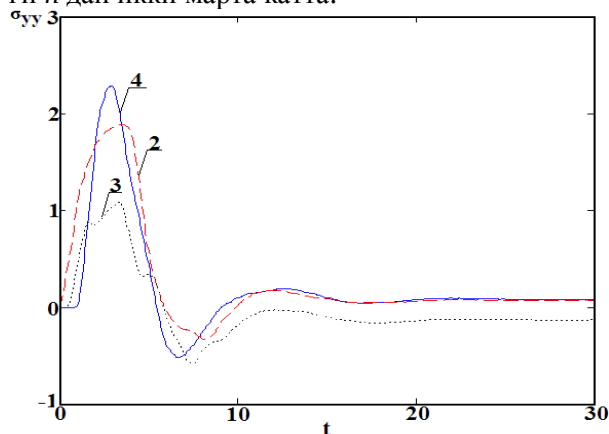
$$\sigma_{yy} = 0, \quad \sigma_{yx} = 0. \quad (3)$$

Тоннел эркин сиртида нормал ҳамда уринма кучланишлар нолга тенг ва $x=0$ чизигида симметрия шартидан фойдаланамиз.

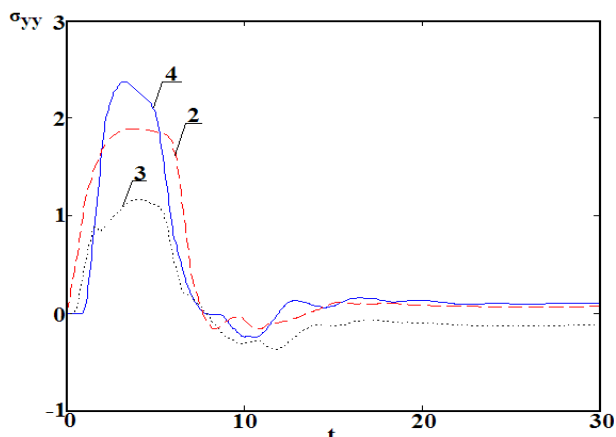
Динамика масаласини ечишда қуйидаги ўлчовсиз катталиклар қабул қилинган. Эластик ярим фазо тўрининг қадами $\Delta x = \Delta y = 0.1$, вақт бўйича қадам $\Delta t = 0.05$, муҳитдаги бўйлама тўлқин тарқалиш тезлиги $c_1 = 1$, муҳитнинг зичлиги $\rho = 1$, Пуассон коэффиценти $\nu = 0.3$, $\sigma^0 = 1$, $b = 1$, $h = 1$, тоннел юқори сатхидан эркин сиртгача бўлган баландлик H ни 2 хил ҳол учун кўриб чиқамиз:

I. $H = h = 1$ – тоннел юқори сатхидан эркин сиртгача бўлган баландлик H , тоннел баландлиги h га тенг;

II. $H = 2h = 2$ – тоннел юқори сатхидан эркин сиртгача бўлган баландлик H , тоннел баландлиги h дан икки марта катта.



2-расм. $H=h=1$ бўлган ҳол учун σ_{yy} нормал кучланишининг вақтга боғлиқлик графиги



3-расм. $H=2h=2$ бўлган ҳол учун σ_{yy} нормал кучланишининг вақтга боғлиқлик графиги

2-расмда $H=h=1$ бўлган ҳол учун σ_{yy} нормал кучланишининг вақтга боғлиқлик графиги, 3-расмда эса $H=2h=2$ бўлган ҳол учун σ_{yy} нормал кучланишининг вақтга боғлиқлик графиклари келтирилган. Графикларда узлуксиз чизик билан 1-расмда тасвирланган 4 нуқтанинг, штрих чизик билан 2 нуқтанинг ва нуқтали чизик билан эса 3 нуқтанинг σ_{yy} нормал кучланишнинг вақтга боғлиқлик графиклари тасвирланган. 1-расмда тасвирланган 1 ва 5 нуқталарнинг σ_{yy} нормал кучланишлари эса чегаравий шартга мувофиқ нолга тенг.

Графиклардан кўринадики энг катта нормал кучланишлар тоннелнинг юқори бурчакларида юзага келади ва бу кучланишлар текис тўлқин фронти тоннелнинг юқори сатхи ва эркин сирт орасида бўлган вақтда эришади. 2-расмдан кўринадики, 4 нуқтанинг энг катта нормал кучланиши $t=2.9$ вақтда максимал қийматга ($\sigma_{yy}^{\max}=2.285$) эришди. 3-расмда эса 4 нуқта ўзининг максимал қийматига ($\sigma_{yy}^{\max}=2.372$) $t=3.2$ вақтда эришди. Шуни алоҳида такидлаш жоизки, саёз ўрнатилган тоннеллар атрофида юзага келадиган кучланиш қийматлари микдор жиҳатдан чуқурлик (H) ортиши билан ортиб боради ва маълум бир чуқурликда бу кучланишларнинг қийматлари турғунлашади. Демак, $H=h=1$ бўлганда тоннелни саёз ўрнатилган, $H=2h=2$ бўлганда эса, тоннелни чуқур ўрнатилган деб қараш мумкин. Аниқроқ қилиб айтганда, кўндаланг кесим юзаси тўғри тўртбурчак шаклига эга бўлган тоннелларда нормал кучланишлар тоннел баландлигининг 1,5 баробарида ($H=1,5h$) турғунлашади ва чуқурлик ортиши билан нормал кучланишларнинг максимал қийматлари ўзгармайди. Тоннел бурчакларидаги кучланишларнинг максимал қийматлари фақатгина тоннелнинг кўндаланг кесим ўлчамларига боғлиқ бўлибгина қолмай, балки, эластик ярим фазо муҳити тўрининг кадамларига (Δx ва Δy), бўйлама ва кўндаланг тўлқинларнинг тарқалиш тезлигига (c_1 ва c_2), ҳамда Пуассон коэффиценти (ν)га боғлиқ равишда ўзгаради. Шуниси эътиборлики 2 ва 3-расмлардаги $t > 10$ вақтда кучланишларни камайиши эркин сиртдан қайтган тўлқинлар билан узвий боғлиқ.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Жураев У.Ш., Буриев А.Т. Расчет прямоугольной выработки мелкого заложения при действии динамической нагрузки // Проблемы механики. Ташкент, 2012. №1. С. 22–26.
- [2] Жураев У.Ш., Буриев А.Т. Чуқур ўрнатилмаган тўғри тўртбурчак шаклидаги туннельни текис тўлқин таъсиридаги тебраниши. // Проблемы механики. Ташкент, 2012. №3. С.10–13.

У.Ш. Жураев. Расчёт колебаний тоннелей мелкого и глубокого заложения при действии плоской волны

В статье с помощью метода конечных разностей решена задача колебаний мелко- и глубоководных тоннелей прямоугольной формы при действии плоской волны. Исследовано напряженно-деформированное состояние в окрестности тоннелей и сравнены в численных результатах.

U.Sh. Juraev. Fluctuations in shallow and deep placed tunnels under the influence of a plane wave

In the article by using the finite difference method solved the problem of vibrations of shallow and deep placed tunnels of rectangular shape under the action of a plane wave. The stress-strain state in the vicinity of the tunnel and numerical results are compared.

УДК 696.11

М.Э. МАДАЛИЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ SA И SARC ДЛЯ РАСЧЕТА СЛАБОЗАКРУЧЕННЫХ ТЕЧЕНИЙ

Введение. Закрученные потоки находят широкое применение в различных технологических процессах, например, для стабилизации пламени, улучшения смешения, сепарации частиц, в элементах проточного тракта гидравлических электростанций. Закрученные течения могут сопровождаться такими нестационарными эффектами, как прецессия вихревого ядра. В свою очередь крупномасштабные пульсации, вызванные прецессией вихря, могут привести к повреждению конструкций и снижению надежности оборудования. Таким образом, для инженерных расчетов требуются модели турбулентности, достаточно точно описывающие усредненные поля и крупномасштабные пульсации закрученных течений [1]. Схема рассчитываемой области показана на рис.1.

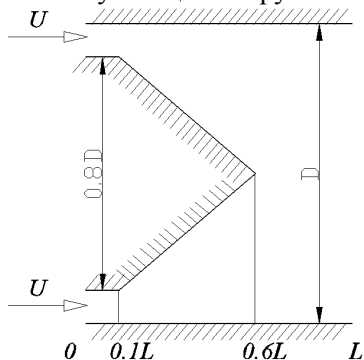


Рис.1. Схема рассчитываемой области

Получившие широкое распространение в инженерных расчетах $k-\epsilon$ и $k-\omega$ модели турбулентности плохо описывают такие течения. Для улучшения моделирования турбулентных закрученных течений предпринимаются попытки модифицировать существующие RANS модели (Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations – усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса) турбулентности. В работе [2] М. Шуром и П.П. Спалартом предложена поправка к модели Спаларта-Аллараса (SA). Новая модель, получившая название SARC, была опробована на большом числе закрученных турбулентных течений.

Для численного исследования поставленной задачи используется система уравнений: усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса в цилиндрической системе

координат [3]:

$$\begin{cases} \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial rV}{r\partial r} = 0, \\ \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial z} + V \frac{\partial U}{\partial r} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r v_{eff} \frac{\partial U}{\partial r} \right], \\ \frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial z} + V \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{G^2}{r^3} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r v_{eff} \frac{\partial V}{\partial r} \right] - \frac{\mu}{r^2} V, \\ \frac{\partial G}{\partial t} + U \frac{\partial G}{\partial z} + V \frac{\partial G}{\partial r} = \frac{\partial}{r\partial r} \left(v_{eff} \frac{\partial G}{\partial r} \right) - \frac{\partial}{r^2 \partial r} (2v_{eff} G) + \frac{2v_{eff} G}{r^3}, \\ G = W \times r, \\ v_{eff} = \nu + \nu_t. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь ν, ν_t – молекулярная и турбулентная вязкость; U, V, W – безразмерные усредненные векторы скоростей; r, z – безразмерные координаты. Начальные и граничные условия для системы уравнений (1) ставятся стандартным образом [4].

Для расчёта уравнения (1) сложных фигур изменяем систему координаты. Запишем систему (1) в переменных Мизеса [5] (z, r) на $-(\zeta, \eta)$, где $\zeta = z/L$. В новых переменных производные определяются по следующим известным формулам:

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial z} &= \frac{\partial \zeta}{\partial z} \frac{\partial}{\partial \zeta} + \frac{\partial \eta}{\partial z} \frac{\partial}{\partial \eta} = \frac{\partial}{\partial \zeta} + \eta' \frac{\partial}{\partial \eta}, \\ \frac{\partial}{\partial r} &= \frac{\partial \zeta}{\partial r} \frac{\partial}{\partial \zeta} + \frac{\partial \eta}{\partial r} \frac{\partial}{\partial \eta} = A \frac{\partial}{\partial \eta}, \\ A &= \frac{r - F_2(z)}{F_1(z) - F_2(z)}.\end{aligned}$$

В новых переменных система уравнений (1) примет вид

$$\begin{cases} \frac{\partial U}{\partial \zeta} + \eta' \frac{\partial U}{\partial \eta} + A \frac{\partial r V}{r \partial \eta} = 0, \\ \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial \zeta} + U \eta' \frac{\partial U}{\partial \eta} + V \times A \frac{\partial U}{\partial \eta} + \frac{\partial P}{\partial \zeta} + \eta' \frac{\partial P}{\partial \eta} = \frac{A}{r} \frac{\partial}{\partial \eta} \left[r v_{eff} A \frac{\partial U}{\partial \eta} \right], \\ \frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial \zeta} + U \eta' \frac{\partial V}{\partial \eta} + V \times A \frac{\partial V}{\partial \eta} - \frac{G^2}{r^3} + A \frac{\partial P}{\partial \eta} = \frac{A}{r} \frac{\partial}{\partial \eta} \left[r v_{eff} A \frac{\partial V}{\partial \eta} \right] - \frac{v_{eff}}{r^2} V, \\ \frac{\partial G}{\partial t} + U \frac{\partial G}{\partial \zeta} + U \eta' \frac{\partial G}{\partial \eta} + V \times A \frac{\partial G}{\partial \eta} = \frac{A}{r} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(v_{eff} A \frac{\partial G}{\partial \eta} \right) - \frac{A}{r^2} \frac{\partial}{\partial \eta} (2 v_{eff} G) + \frac{2 v_{eff} G}{r^3}, \\ v_{eff} = v + v_t. \end{cases} \quad (2)$$

Уравнения – усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье–Стокса замыкались с помощью следующих моделей турбулентности: модели Спаларта–Аллараса, а также модификаций моделей Спаларта–Аллараса, учитывающих кривизну линий тока. В этих моделях напряжения Рейнольдса выражаются через тензор скоростей деформации и турбулентную вязкость:

$$-\overline{u_i' u_j'} = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{i,j} k.$$

Для моделирования граничных условий на стенках использовался метод пристеночных функций.

Модели Спаларта–Аллараса (SA) [2] и SARC [6, 7]. Модель SA относится к классу однопараметрических моделей турбулентности. Здесь появляется только одно дополнительное уравнение для расчета кинематического коэффициента вихревой вязкости:

$$\frac{\partial \rho \tilde{\nu}}{\partial t} + \nabla(\rho \tilde{\nu} U) = \rho(P_v - D_v) + \frac{1}{\sigma_v} \nabla[(v + v_t) \nabla \tilde{\nu}] + \frac{C_{b2}}{\sigma_v} \rho (\nabla \tilde{\nu})^2 - \frac{1}{\sigma_v \rho} (\mu + \rho \tilde{\nu}) \nabla \rho \nabla \tilde{\nu}. \quad (3)$$

Турбулентная вихревая вязкость вычисляется из

$$\nu_t = \tilde{\nu} f_{v1}.$$

Модель SARC (Spalart-Allmaras for Rotation and Curvature) такая же, как и для «стандартной» версии (SA), за исключением того, что термин P_v умножается на функцию вращения f_{r1} (см. в [6, 7]). Остальные величины остаются такими же, как для «стандартной» модели, которые представлены в [2, 6]. В качестве начальных условий задавались параметры невозмущенного потока во всей расчетной области. На внешней границе применялись неотражающие граничные условия. На поверхности твердого тела ставилось условие прилипания. В моделях турбулентности SA, SARC значение рабочей переменной на теле задавалось равным нулю, $-v_t = 0$, на входной границе $v_t = 3\nu$, на выходной ставилось условие Неймана.

Метод решения. Численное решение представленной системы уравнений проводилось в физических переменных скорость – давление путем физического расщепления полей скорости и давления [8]. Согласно этому методу, решение уравнений Рейнольдса, записанных в векторном виде, включает два этапа:

$$\frac{\tilde{U} - U^n}{\Delta t} = -\nabla p^n + F(\tilde{U}, U^n), \quad (4)$$

$$\frac{U^{n+1} - \tilde{U}}{\Delta t} = -\nabla(\Delta p). \quad (5)$$

Уравнение (4) представляет собой систему уравнений (2), записанную в символическом виде и векторной форме. Верхний индекс “ $\tilde{U}$ ” обозначает промежуточную сеточную функцию для вектора скорости; $\Delta p = p^{n+1} - p^n$ – поправка к давлению. Умножая уравнение (5) на градиент и учитывая соленоидальность вектора скорости на $(n+1)$ -м временном слое, получаем уравнение Пуассона для определения поправки к давлению:

$$\nabla^2(\Delta p) = \frac{\nabla \tilde{U}}{\Delta t}. \quad (6)$$

Решение стационарной задачи проводится методом установления по времени, поэтому зависимость (6) записывается в виде нестационарного дифференциального уравнения

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial t_0} - \nabla^2(\Delta p) = -\frac{\nabla \tilde{U}}{\Delta t}, \quad (7)$$

где фиктивное время t_0 является итерационным параметром. При решении уравнения (7) для шага по времени можно записать $\Delta t_0 = A \Delta t$, при этом значение постоянной A , как правило, меньше единицы и выбирается из условия быстрой сходимости численного процесса. В качестве граничного условия для поправки к давлению применяется условие Неймана, которое выполняется в случае, если для $\tilde{U}$ на границе используется точное значение U^{n+1} [9, 10].

Таким образом, сначала методом установления решается система уравнений (4), затем уравнение (7) и в соответствии с (5) определяются вектор скорости на $(n+1)$ -м временном слое и давление $\Delta p^{n+1} = p^n + \Delta p$.

Используя метод расщепления полей скорости и давления, получаем систему уравнений (2), (3), (7), каждое из которых представляет собой уравнение переноса скалярной величины, записываемое в консервативном дивергентном виде. Численное решение уравнения переноса проводится на гибридной, шахматной разностной сетке методом контрольного объема. Конвективные и диффузионные члены данного уравнения представляются в конечных разностях с помощью экспоненциальной схемы [10], которая обеспечивает второй порядок точности по координатам и снимает ограничение по сеточному числу Рейнольдса. В частности, для искомой переменной Φ конвективные члены уравнения переноса в проекции, например, на ось r , с использованием экспоненциальной схемы на (n) -м слое по времени записываются в виде

$$U \frac{\partial \Phi}{\partial \zeta} + (U \eta' + V \times A) \frac{\partial \Phi}{\partial \eta} = 0.5(UU + |UU|) \frac{\Phi_{i,j}^n - \Phi_{i-1,j}^n}{\Delta \zeta} + 0.5(UU - |UU|) \frac{\Phi_{i+1,j}^n - \Phi_{i,j}^n}{\Delta \zeta} +$$

$$+ 0.5(VV + |VV|) \frac{\Phi_{i,j}^n - \Phi_{i,j-1}^n}{\Delta \eta} + 0.5(VV - |VV|) \frac{\Phi_{i,j+1}^n - \Phi_{i,j}^n}{\Delta \eta},$$

где $UU = U_{i,j}^n$, $VV = (U_{i,j}^n \eta' + V_{i,j}^n \times A)$.

Диффузионные члены уравнения переноса в проекции на ось r с использованием экспоненциальной схемы на $(n+1)$ -м слое по времени записывается в виде

$$\frac{A}{r} \frac{\partial}{\partial \eta} \left[r v_{eff} A \frac{\partial \Phi}{\partial \eta} \right] = A \frac{\Phi_{i,j+1}^{n+1} (M_{i,j+1} + M_{ij}) - \Phi_{i,j}^{n+1} (M_{i,j+1} + 2M_{i,j} + M_{i,j-1}) + \Phi_{i,j-1}^{n+1} (M_{i,j} + M_{i,j-1})}{2r \Delta \eta^2},$$

где $M_{i,j} = r_j A v_{eff}$, $A = \frac{r - F_2(z)}{F_1(z) - F_2(z)}$.

Здесь i, j соответствуют индексам точек разностной сетки по координатам r, z . В расчёте было использовано число Рейнольдса при $Re=10000$. Для расчёта задачи использована программа Pascal ABC.

Результаты. На рис. 2, где приведены графики сравнения расчетов SA и SARC, представлены профили тангенциальной W , осевой U и радиальной V -составляющих скорости в измеренных сечениях на расстояниях от входа в коаксиальной трубе: $z/L = 0.3$.

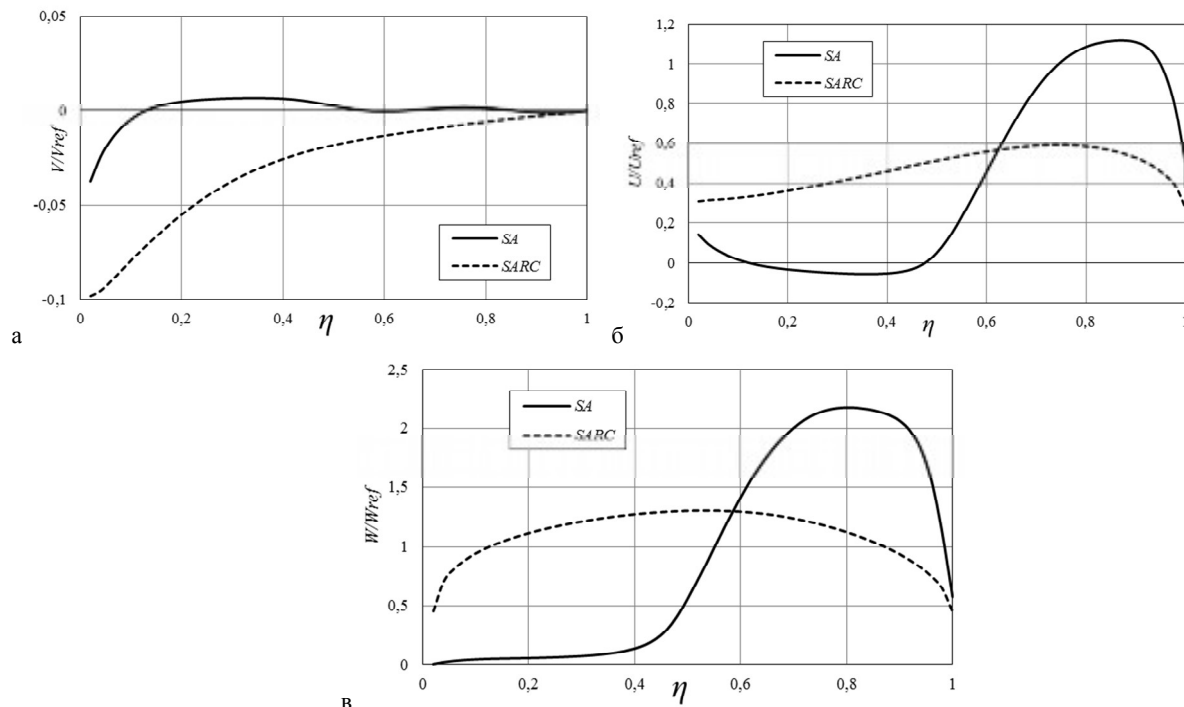


Рис. 2. Профили осевой U (а), радиальной V (б) и тангенциальной W (в) составляющих скорости в сечениях $z/L = 0.3$

На рис. 3, где приведены графики сравнения расчетов SA и SARC, представлены профили тангенциальной W , осевой U и радиальной V – составляющих скорости в измеренных сечениях на расстояниях от входа в коаксиальной трубе: $z/L = 0.6$.

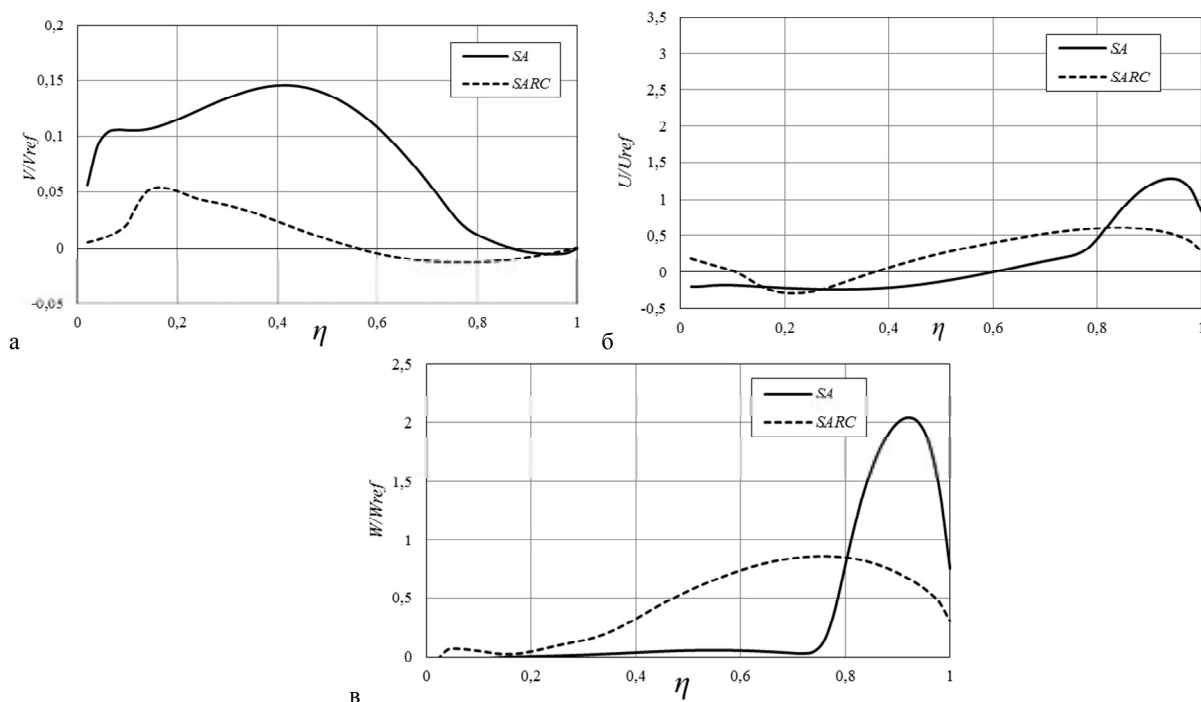


Рис. 3 Профили осевой U (а), радиальной V (б) и тангенциальной W (в) составляющих скорости в сечениях $z/L = 0.6$

На рис. 4, где приведены графики сравнения расчетов SA и SARC, представлены профили тангенциальной W – (а), осевой U – (б) и радиальной V – (в) составляющих скорости в измеренных сечениях на расстояниях от входа в коаксиальной трубе: $z/L = 0.9$.

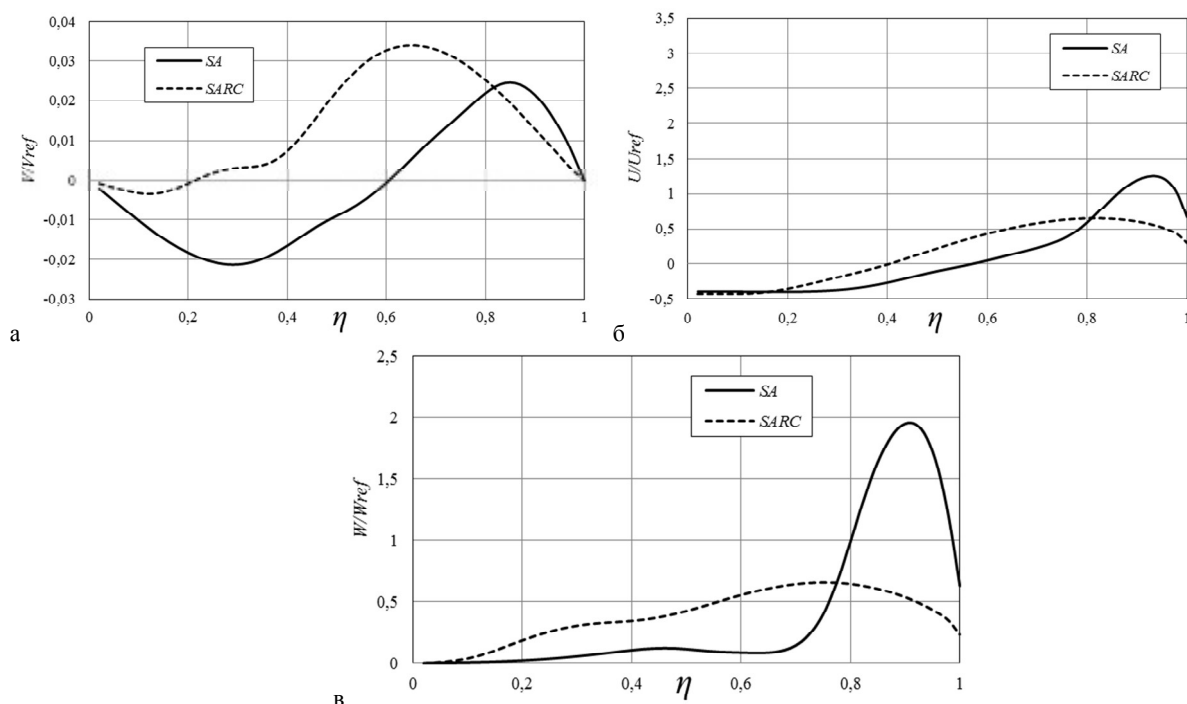


Рис. 4. Профили осевой U (а), радиальной V (б) и тангенциальной W (в) составляющих скорости в сечениях $z/L = 0.9$

На рис. 5 показано векторное поле скорости в центральном сечении SA.

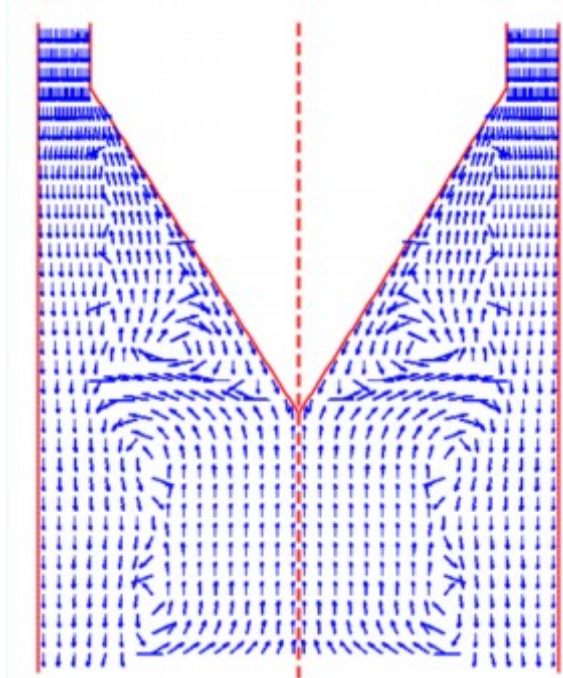


Рис. 5. Векторное поле скорости в центральном сечении SA

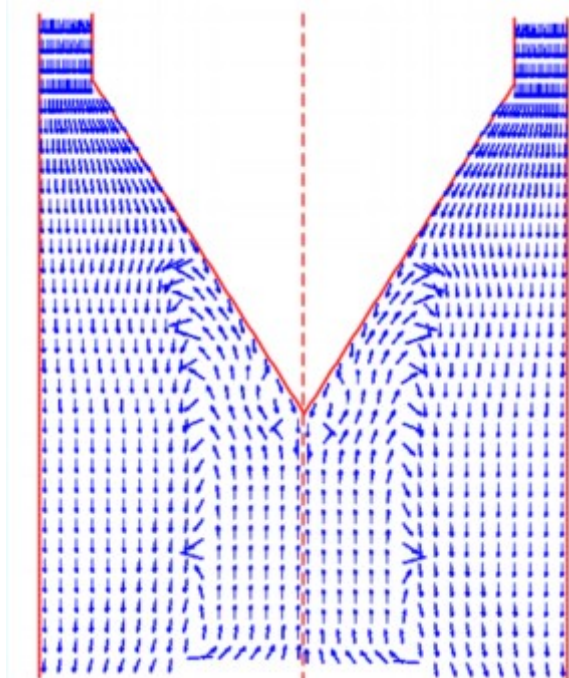


Рис. 6. Векторное поле скорости в центральном сечении SARC

На рис. 6 показано векторное поле скорости в центральном сечении SARC.

Выводы. Согласно рис. 2–6, численные результаты моделей SA и SARC довольно существенно различаются. Однако в работах [2, 6] отмечается, что для закрученных потоков модель SARC дает более близкие результаты к экспериментальным данным. Поэтому можно полагать, что

турбулентная модель SARC больше подходит для описания процессов, происходящих внутри центробежных аппаратов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Сентябов А.В., Гаврилов А.А., Дектерев А.А. Исследование моделей турбулентности для расчета закрученных течений // Теплофизика и аэромеханика. 2011. Т. 18. № 1. С. 81–94.
- [2] Spalart P.R., Allmaras S.R. A one-equation turbulence model for aerodynamic flow // AIAA Paper. 1992. No.12 (1). P. 439–478.
- [3] Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987.– 840 с.
- [4] Bradshaw P., Ferriss D. H., Atwell N.P. Calculation of boundary layer development using the turbulent energy equation. J. Fluid Mech., 1967. No. 28. P. 593–616.
- [5] Mises R. Zs. angew. Math. u. Mech. Vol. 7. 1927. P. 425.
- [6] Шур М.Л., Стрелец М.К., Травин А.К., Спаларт П.Р. Моделирование турбулентности в вращающихся и изогнутых каналах: оценка коррекции Спаларта-Шура // AIAA Journal. Vol. 38. 2000. No. 5. P. 784–792.
- [7] Spalart P.R., Shur M. On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature // Aerospace science and technology Journal. Vol. 5. 1997. No.1. P. 297–366.
- [8] Chorin A. J. Numerical solution of Navier Stokes equation // Math. Comput. Vol. 22. 1968. P. 745–762.
- [9] Пейре Р. Вычислительные методы в задачах механики жидкости / Пейре Р., Тейлор Т.Д. JL: Гидрометеоздат, 1986. – 351 с.
- [10] Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. –152 с.

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

Дата поступления
11.07.2019

М.Э. Мадалиев. Секин айланма ҳаракат қилаётган оқимга турбулент моделлари SA ва SARC ни татбиқ қилиш

Ушбу мақолада айланма ҳаракат қилаётган оқимлар учун SA ва SARC турбулент моделлари татбиқ қилинган. Эри оқим чизигини ҳисобга олган ҳолда, ёпишқоқ турбулент дифференциал модели қўлланилган. Коаксиал трубадаги заиф бурилиш оқимлари ҳисобга олинган.

M.E. Madaliev. Research of sa and sarc turbulence models for calculating weakly switched flows

The SA and SARC models of turbulence have been studied as applied to the calculation of swirling flows. Differential models of turbulent viscosity were used, taking into account the curvature of streamlines. Weakly twisted currents in a coaxial tube are considered.

УЎК 677.21.021.2

Т.М. ҚУЛИЕВ, Э.Т. МАҚСУДОВ, Р.Ш. СУЛАЙМОНОВ, Д.Х. УМАРХОДЖАЕВ

ҚЎЛ ВА МАШИНА ЁРДАМИДА ТЕРИЛАЁТГАН ПАХТАДАН ИШЛАБ ЧИҚАРИЛАЁТГАН ТОЛА СИФАТИНИ ОШИРИШ

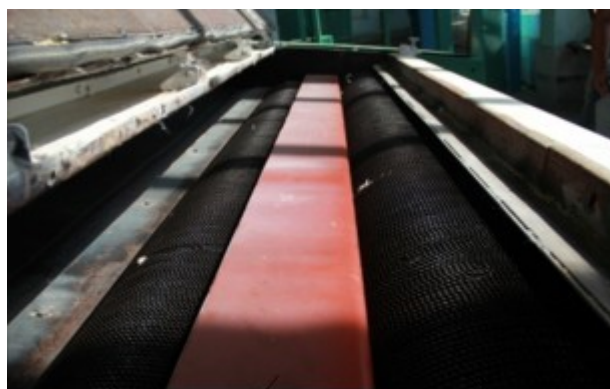
Тўқимачилик саноатида сифатли ип калава олиш учун пахта толаси пишиб-етилган, керакли штапель узунликда ва юқори сифатли бўлишлигини кўрсатмоқда. Тола сифати таркибидаги ифлосликларнинг миқдори билан баҳоланади. Толанинг ифлослик даражаси пахтани даладан териб олиш усули, пахтага дастлабки ишлов беришда ва толани тозалашда ишлатиладиган техника ва технологияларнинг тури ва сони асосий аҳамиятга эга. Республикамиз пахта тозалаш корхоналарида ишлаб чиқарилаётган толанинг сифати O'zDSt 604:2016 “Пахта толаси”, “Техник шартлар” ва “Пахтага дастлабки ишлов беришнинг мувофиқлаштирилган технологияси” ПДИ70-2017 талабларида бўлишлиги белгилаб қўйилган [1, 2]. Пахтага дастлабки ишлов берадиган хорижий давлатларда (АҚШ, Хиндистон ва ҳ.к.) тола сифати асосан CITS (HVI) системаси ёрдамида аниқланади [3].

Республикамизда йилдан-йилга қийин тозаланувчан селекцион навли С-6524, Ан-Баявут-2, Порлоқ-1, Султон ва ҳ.к. пахталарнинг тайёрланиш хажми кўпаймоқда. 2018 йилда уларнинг хажми умумий тайёрланган пахта хажмига қараганда 80% дан юқори бўлганлигини кўрсатди. Бундан ташқари қўл меҳнатини енгиллаштириш, ортиқча харажатларни камайтириш мақсадида йилдан-йилга пахтани машина ёрдамида териб олиш хажми кенгайтирилмоқда. Пахта тозалаш корхоналарида қабул қилинаётган машина ёрдамида терилган пахтанинг сифати ўрганилганда, пахтанинг

ифлослик даражаси қўл билан терилган пахтанинг ифлослик даражасига қараганда Республика бўйича 10–15% га юқори эканлиги аниқланди [4].

Пахта тозалаш корхоналарида 1990 йилда ишлаб чиқарилган бир барабанли тўғри оқимли 1ВПУ русумли тола тозалагич ишлатилади [5]. Қийин тозаланувчан қўл ва машина ёрдамида терилган пахтани 1ВПУ тозалагичда тозаланишидан ишлаб чиқарилган тола сифат кўрсаткичи бўйича О'з Дст 604-2016 давлат стандарти талабига тўлиқ мос келмаслигини кўрсатди. Мавжуд 1ВПУ тозалагичнинг ишлаш ҳолати ўрганилганда юқори ва паст навли пахта толасини тозалашда тозалагичнинг тозалаш самарадорлиги унинг техник характеристикасига қараганда паст бўлиб 22–27% ни ташкил этиши аниқланди. Бунга асосий сабаб 1ВПУ тозалагич конструкцияси жихатидан қийин тозаланувчан қўл ва машина ёрдамида терилаётган пахтага дастлабки ишлашдан ишлаб чиқарилган тола таркибидаги майда ва йирик ифлосликларни самарали ажрата олмаслигидир. Бунинг натижасида ушбу ифлосликлар тола таркибида сақланиб қолиб, толанинг сифат кўрсаткичини пасайишига сабаб бўлмоқда. Тозалагичдаги колосниклар оралиғи рационал катталигининг селекцион навларга нисбатан танланмаганлиги ва аэродинамик ҳолатнинг бунга мос равишда ўрнатилмаганлиги оқибатида толани тозалашда чиқиндига талаб этилган меъёрдан ортқ толанинг ажралиши юзага келмоқда.

Корхоналарга замонавий техникаларни жорий этиш орқали корхона иш унумдорлигини ишлаб чиқарилаётган тола, чигит ва момикнинг сифат кўрсаткичини яхшилаш ҳамда чиқиндига ажралаётган пахта ва унинг махсулотларини кескин камайтириш мақсадида 2010 йилда Самарқанд вилоятининг Жума пахта тозалаш корхонаси Хитой давлатининг “Лебедь” компанияси томонидан ишлаб чиқарилган техникалар билан жиҳозланди. Корхонадаги толани тозалашга ўрнатилган МҚР 600×3000 русумли тола тозалагичнинг ишлаш ҳолати ўрганилганда, тозалагичнинг тозалаш самарадорлиги унинг техник характеристикасидаги тозалаш самарадорлигига қараганда паст бўлиб, ўртача 38–42% ни ташкил этиши ўрганилган. Толани тозалаш жараёнида чиқиндига ажралаётган тола талаб этилган меъёрдан юқори бўлиб, чиқинди массасига нисбатан 45–50% га тенг бўлиши кузатилган. Толани чиқиндига кўп миқдорда ажралишига асосий сабаб тозалагич тола таркибидан ифлосликларни чуқур тараш ва атрофида ўрнатилган колосникларга уруб қоқиш ёрдамида ажратади [6]. Бу жараёнда ифлосликлар билан бирга толанинг чиқиндига ажралиш миқдори кескин ортади. Шунинг учун ҳам Хитой тозалагичларда чиқиндига толанинг ажралиш миқдори юқоридир.



1- расм. 5ВП русумли икки барабанли тола тозалагичнинг ички кўриниши. 1, 3 - аррали цилиндрлар; 2- йўналтиргич



2 - расм. Бахт пахта тозалаш корхонасидаги 5ВП русумли икки барабанли тола тозалагичлар қатори

Маҳаллий ва Хитойда ишлаб чиқарилган тола тозалагичларнинг камчилигини кескин камайтириш, қийин тозаланувчан қўл ва машина ёрдамида терилган пахтадан ишлаб чиқарилаётган тола сифатини ошириш мақсадида изланишлар олиб борилди ҳамда икки барабанли самарадорлиги юқори бўлган 5ВП русумли тола тозалагичнинг схемаси яратилди ва конструкторлик чизмалари тайёрланди [7]. Тайёрланган чизмалар асосида тозалагичнинг тажриба нусхаси ишлаб чиқарилди ва аввал “Илмий марказ”нинг технологик лабораториясида синовдан ўтказилиб, ишлаш ҳолати ўрганилди, сўнгра Сирдарё вилоятининг Бахт пахта тозалаш корхонасига ўрнатилиб, синов-тадқиқот ишлари олиб борилди (1- расм). Синов ишлари қўл ва машина ёрдамида терилган пахтага дастлабки ишлов беришдан ишлаб чиқарилган толада ўтказилди. Синов ишлари 5ВП русумли тола тозалагични 1ВПУ тола тозалагич билан таққослаш учун 1ВПУ ўрнатилган Сирдарё

вилоятидаги Сардоба пахта тозалаш корхонаси танлаб олинди. Синов ишлари ҳар қайси пахта тозалаш корхонасидаги қўлда терилган Султон селекцияли I нав 2-синфли ва машина ёрдамида терилган С-6524 селекцияли II нав 2-синфли пахтада олиб борилди. Натижалари 1- жадвалда келтирилган. Жадвалдан бошланғич ифлослиги 2.89 % га тенг бўлган қўл билан терилган қийин тозаланувчан Султон селекцияли I нав 2-синфли пахта толасини 5ВП русумли тозалагичда тозалашдан ишлаб чиқарилган толанинг ифлослик даражаси 2.04% га тенг бўлди. Бунда тозалагичнинг тозалаш самарадорлиги 29.4% ни ташкил этиб, мавжуд 1ВПУ тозалагичнинг ҳақиқий тозалаш самарадорлигига қараганда ўртача 4.6 (абс)% га юқори эканлигини кўрсатди. Толани тозалаш жараёнида чиқиндининг толадорлиги 18.1% га тенг бўлиб, 1ВПУ тозалагичдан ажралаётган чиқиндининг толадорлигига қараганда 6.7 (абс)% га кам эканлиги кузатилди.

Мавжуд 1ВПУ ва Бахт пахта тозалаш корхонасида 2018 йил пахта ҳосилига дастлабки ишлов беришда икки барабанли 5ВП русумли тола тозалагичлардан ишлаб чиқарилган толани сифаткўрсаткичларининг қиёсий жадвали

т/р	Пахтанинг селекцион нави	Терим тури	Пахтанинг- нави ва синфи	Бошланғич пахта		Пахтани жин- лашдан олдин- ги		Жиндан кейинги толанинг ифлослиги, %	Тола тозалагичдан кейинги толанинг ифлослиги, %	Тола тозалагич- нинг тозалаш самарадорлиги, %	Чикиндининг толадорлиги %
				Ифлос- лиги, %	нам- лиги, %	Ифлос- лиги, %	намлиги, %				
5ВП											
1	Султон	Қўлда	1/2	5.7	10.4	1.05	8.3	2.89	2.04	29.4	18.1
2	С-6524	Машинада	2/2	12.1	13.8	1.68	8.9	5.0	3.3	34.0	22.3
1ВПУ											
1	Султон	Қўлда	1/2	4.85	11.2	1.0	7.9	2.96	2.23	24.7	24.8
2	С-6524	Машинада	2/2	12.56	14.4	1.3	9.2	5.54	3.92	29.2	30.2

Бошланғич ифлослиги 5.0% га тенг бўлган машина ёрдамида терилган қийин тозаланувчан С-6524 селекцияли II нав 2-синфли пахта толасини 5ВП русумли тозалагичда тозалашдан ишлаб чиқарилган толанинг ифлослик даражаси 3.3% бўлиб, 1ВПУ тозалагичдан ишлаб чиқарилган толанинг ифлослик даражасига қараганда 0.62 (абс)% га кам бўлди. Бунда тозалагичнинг тозалаш самарадорлиги 34.0% ни ташкил этиб, бир барабанли тозалагичнинг тозалаш самарадорлигига қараганда 4.8 (абс)% га юқори эканлигини кўрсатди (жадвал). Машина ёрдамида терилган пахта толасини 5ВП русумли тозалагичда тозалашда ажралаётган чиқинди таркибида толанинг миқдори чиқинди массасига нисбатан 22.3% ни ташкил этиб, бир барабанли тозалагичда машина ёрдамида терилган пахта толасини тозалашдан ажралаётган чиқиндининг толадорлигига қараганда 7.9(абс)% га кам эканлиги аниқланди.

Таклиф этилган тозалагич тозалаш самарадорлигининг юқорилиги, тозалагичда 2 та аррали цилиндр билан ҳар бир аррали цилиндрга такомиллаштирилган колосникли панжаранинг ўрнатилиши бўлиб, толани тозалаш жараёни икки босқичда амалга оширилади. Биринчи босқичда тозалагичга берилаётган тола аввало биринчи барабан секциясидаги колосникларга урулиб таралиши орқали тола таркибидан ифлосликлар самарали ажралади. Иккинчи босқичда тола биринчи аррали цилиндрдан иккинчи аррали цилиндрга марказдан қочма куч ёрдамида узатилади ва иккинчи аррали цилиндрда ҳам биринчи аррали цилиндрдаги тозалаш жараёни қайтарилади. Толанинг 2 та аррали цилиндр остидаги колосникларга кетма-кет урулиб, таралиши натижасида тола таркибидан ифлосликларнинг ажралиши жадаллашди, натижада тозаланган толанинг сифат кўрсаткичи 2.04 % ни ташкил этиб, О'зДст 604-2016 “Пахта толаси”, “Техникавий шартлар” бўйича “Олий” синфга мансублиги аниқланди. Тозалагичдаги колосниклар оралигининг рационал катталиги толани тозалашда чиқиндининг толадорлигини кескин камайишига олиб келди ва ишлаб чиқарилаётган сифатли тола миқдорининг ошишини таъминлади [7].

АДАБИЁТЛАР

[1] О'зДСт 604:2016. “Пахта толаси”, “Техник шартлар”. Тошкент, 2016. – 10 б.

- [2] Пахтага дастлабки ишлов беришнинг мувофиқлаштирилган технологияси (ПДИ70-2017). А.С. Камаловнинг умумий таҳрири остида. “Пахтасаноат ilmiy markazi” АЖ. Тошкент, 2017. – 90 б.
- [3] O’zDSt 3295:2018. “Пахта толаси”. “Пахта толасини классификациялаш асбоблари ёрдамида физик-механик хусусиятларини ўлчаш учун стандарт синаш усуллари”. Тошкент, 2018. – 17 б.
- [4] Сулаймонов Р.Ш., Каримов У.К., Маруфханов Б.Х., Умарходжаев Д.Х. Повышение эффективности очистки волокна трудноочищаемых селекций. Проблемы механики. Ташкент, 2017. №1. С.80–82.
- [5] Справочник по первичной обработке хлопка. Книга 1. Ташкент: «Мехнат», 1994 – 573 с.
- [6] Камалов Н.З., Сулаймонов Р.Ш., Бекчанов Х.Б., Нусратов Т.С., Мадрахимов Д.У. Хитой Ҳалқ Республикасида ишлаб чиқарилган мужассамланган технологик дастгоҳларни ўрганиш ва синаш//. Пахтани аррали жинлаш ва тола тозалаш дастгоҳларини ўрганиш ва синаш. Илмий ҳисобот. “Пахтасаноат илмий маркази” АЖ. Тошкент, 2011. – 43 б.
- [7] Максудов Э.Т., Сулаймонов Р.Ш., Аминов Х.Х., Маруфханов Б.Х., Умарходжаев Д.Х. Самарадорлиги юқори бўлган икки барабанли тола тозалагични яратиш ва Республика пахта тозалаш корхоналарига жорий этиш // Илмий ҳисобот. “Пахтасаноат илмий маркази” АЖ. Тошкент, 2018. – 44 б.

Пахтасаноат илмий маркази

18.06.2019
қабул қилинган

Т.М. Қулиев, Э.Т. Максудов, Р.Ш. Сулаймонов, Д.Х. Умарходжаев. Повышение качества выпускаемого волокна, вырабатываемого из хлопка-сырца ручного и машинного сбора

В статье изучено влияние конструктивных параметров отечественных и зарубежных волоконоочистителей на качественные показатели волокна. На основании результатов сравнительных испытаний 2-барабанного волокно очистителя с модернизированными рабочими органами обосновано его применение для повышения качества волокна, получаемого из трудноочищаемых селекций хлопка ручного и машинного сбора.

T.M. Kuliev, E.T. Maksudov, R.Sh. Sulaymonov, D.H. Umarkhodayev. Improving the quality of the produced fiber prepared from cotton-cheese manual and machinery assembly.

The article examines the influence of the design parameters of domestic and foreign fiber-cleaning products on fiber quality indicators. Based on the results of comparative tests of a 2-drum fiber-cleaning machine with modernized working bodies, its use for improving the quality of fiber obtained from difficult-to-clean cotton selections of manual and machine collection is substantiated.

УДК 677.025

А.Т. ЖУРАБОВЕВ, К.М. ХОЛИКОВ, Т.К. АЛЛАМУРАТОВА, М.М. МУКИМОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ФОРМОУСТОЙЧИВОГО ДВУХСЛОЙНОГО ТРИКОТАЖА

Введение. Развитие потенциала текстильной промышленности для Узбекистана является одним из важнейших стратегических направлений. Страна имеет все возможности для рентабельной обработки и производства конечных видов продукции с наиболее высокой добавленной стоимостью из имеющегося текстильного сырья, и в то же время продолжает экспортировать весьма значительные объемы хлопковолокна. Переориентация экспорта сырья на готовую продукцию позволила сформировать новую стратегию развития легкой промышленности, нацеленную на перспективу.

Наиболее перспективным направлением в создании нового ассортимента трикотажных полотен является комбинирование известных переплетений и их элементов различными способами. Одним из них является дублирование одинарных полотен вязальным способом. В двухслойном трикотаже эти полотна соединены друг с другом элементами петельной структуры в процессе вязания [1].

При двухслойном вязании проблема повышения качества и расширения ассортимента решается подбором переплетений для слоев, элементов соединения, порядка их чередования, вида, линейной плотности и цвета пряжи, оптимальных параметров слоев и их соотношения.

Дальнейшее уменьшение расхода сырья можно достичь за счет включения в структуру трикотажа элементов рисунчатого переплетения [2–3].

Экспериментальные исследования. С целью расширения ассортимента трикотажных полотен и исследования влияния уточной нити в структуре двухслойного трикотажа на его технологические параметры были выработаны 5 вариантов двухслойного уточного трикотажа, которые

отличались друг от друга структурой базисного переплетения и наличием уточной нити в составе двухслойного трикотажа.

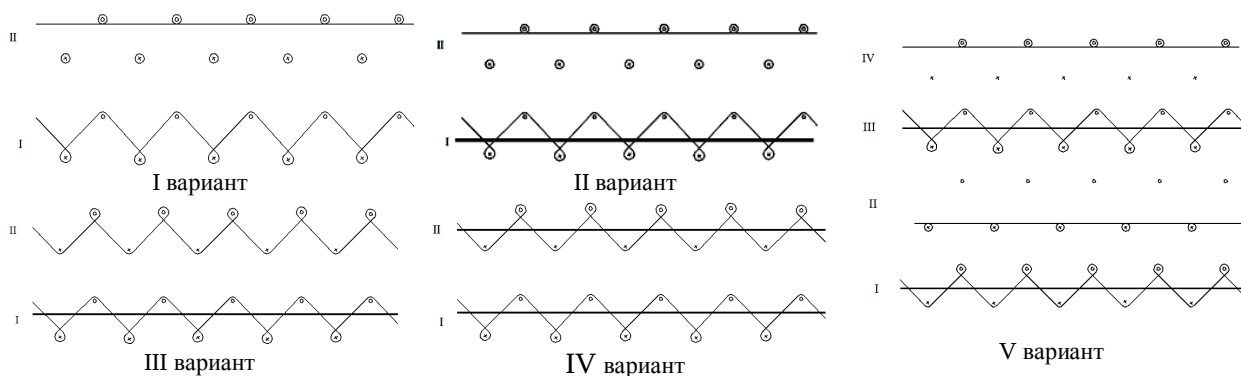


Рис.1. Графическая запись выработки двухслойного уточного трикотажа

Образцы двухслойного уточного трикотажа были выработаны на двухфонтурной плоско-фанговой машине 14 класса типа Long Xing.

На рис.1. показана графическая запись выработки двухслойного уточного трикотажа.

В качестве основной и дополнительной уточной нитей использована полиакрилонитрильная пряжа линейной плотностью 31 текс х 2.

Для сопоставления технологических параметров предложенных вариантов двухслойного уточного трикотажа в качестве базового был выработан двухслойный трикотаж переплетением полуфанг (I вариант) рис.1.

Технологические параметры выработанных образцов двухслойного уточного трикотажа определялись по стандартной методике [4–6]. Полученные результаты были занесены в таблицу.

Анализ результатов исследований, проведенных многими научными работниками показал, что снижение поверхностной плотности трикотажа в определенных пределах приводит к уменьшению расхода сырья и менее опасны для его прочностных свойств, так как абсолютная величина прочности трикотажных полотен высока, а в процессе эксплуатации изделия подвергаются нагрузкам, не превышающим 20% от разрывных.

Результаты и обсуждение. Критерием материалоемкости традиционно считают поверхностную плотность полотна. Как известно, снижение поверхностной плотности трикотажа влечет за собой изменение эксплуатационных и гигиенических характеристик. Поэтому вводится показатель, который одновременно характеризует материалоемкость полотна и показатель качества. Таким является показателем облегченности структуры трикотажа, в котором наряду с поверхностной плотностью учитывается и его толщина. Показателем облегченности структуры трикотажа можно использовать объемную плотность:

$$\delta = \frac{M}{T},$$

где δ – объемная плотность трикотажа, мг/см³; M – поверхностная плотность трикотажа, г/м²; T – толщина трикотажа, мм.

Второй вариант двухслойного уточного трикотажа вырабатывается на базе переплетения полуфанг и уточная нить прокладывается поверх прессовых набросков прессового ряда.

III вариант двухслойного уточного трикотажа вырабатывается на базе переплетения фанг, и уточная нить прокладывается сверху прессовых набросков одного прессового ряда.

IV вариант двухслойного уточного трикотажа вырабатывается на базе переплетения фанг и уточная нить прокладывается в каждом прессовом петельном ряду.

V вариант двухслойного уточного трикотажа вырабатывается на базе комбинированного переплетения, где прессовые петельные ряды чередуются с петельными рядами глади. Уточная нить прокладывается сверху набросков прессового ряда.

Абсолютное облегчение II варианта трикотажа относительно базового составляет:

$\Delta\delta = \delta_{\delta} - \delta_{II} = 256.6 - 242.2 = 14.4 \text{ мг/см}^3$,
где $\Delta\delta$ – абсолютная объемная облегченность, мг/см³; δ_{δ} – объемная плотность базового полотна, мг/см³; δ_{II} – объемная плотность опытного полотна II варианта, мг/см³.

Относительное облегчение составляет:

$$\theta = \left(1 - \frac{\delta_{II}}{\delta_{\delta}}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{242.2}{256.6}\right) \cdot 100\% = 6\%.$$

Сравнивая объемную плотность III-варианта двухслойного уточного трикотажа с базовым переплетением (I вариант), имеем: при поверхностной плотности 467.7 гр/м² и толщине 2.7 мм объемная плотность III варианта двухслойного уточного трикотажа составляет 173.2 мг/см³, а объемная плотность I варианта при поверхностной плотности 487.6 гр/м² и толщине 1.9 мм равна 256.6 мг/см³.

Тогда абсолютное облегчение III варианта трикотажа относительно базового составляет:

$$\Delta\delta = \delta_{\delta} - \delta_{III} = 256.6 - 173.2 = 83.4 \text{ мг/см}^3.$$

Относительное облегчение составляет

$$\theta = \left(1 - \frac{\delta_{III}}{\delta_{\delta}}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{173.2}{256.6}\right) \cdot 100\% = 33\%.$$

Показатели абсолютной объемной облегченности и относительного облегчения других вариантов двухслойного уточного трикотажа приводятся в таблице.

Технологические параметры двухслойного уточного трикотажа

Показатели		Варианты				
		I	II	III	IV	V
Вид и линейная плотность нитей, текс	Лицевой слой	ПАН 31 текс x 2				
	Изнаночный слой					
	Уточная нить					
Петельный шаг А, мм	Лицевой слой	1.67	1.67	1.6	1.6	1.6
	Изнаночный слой	1.5	1.56	1.6	1.6	1.6
Высота петельного ряда В, мм	Лицевой слой	1.16	1.16	1.4	1.4	2.08
	Изнаночный слой	1.25	1.1	1.4	1.4	2.08
Плотность по горизонтали Р _г , петель	Лицевой слой	30	30	31	31	30
	Изнаночный слой	33	32	31	31	30
Плотность по вертикали Р _в , петель	Лицевой слой	43	43	36	36	24
	Изнаночный слой	40	45	36	36	24
Длина нити в петле l, мм	Лицевой слой	11.3	12.1	11.1	10.5	6/11
	Изнаночный слой	5.8	6.1	13.4	10.5	6.5/11.6
Поверхностная плотность трикотажа М _с , г/м ²		487.6	508.6	467.7	518.7	408.7
Толщина Т, мм		1.9	2.1	2.7	2.85	2.2
Объемная плотность δ, мг/см ³		256.6	242.2	173.2	182	185.8
Абсолютное объемное облегчение Δδ, мг/см ³		-	14.4	83.4	74.6	70.8
Относительная облегченность, θ, %		-	6	33	29	28

Следует обратить внимание, что наименьшая объемная плотность наблюдается в вариантах III, IV, V: у этих вариантов максимальный показатель толщины. Поскольку трикотаж является трехмерной структурой, характеризующейся длиной, шириной и толщиной, то и облегченность этой структуры следует определять не двумерным критерием (поверхностной плотностью), а трехмерным (объемной плотностью). Объемная плотность трикотажа показывает содержание текстильных нитей в единице объема. При этом в разряд полотен с пониженной материалоемкостью включаются полотна с рыхлой структурой, имеющие значительную толщину по сравнению с базовыми. Полотнами с пониженной материалоемкостью называются полотна, объемная плотность которых ниже, чем у базовых, выработанных с оптимальным модулем петли из идентичной пряжи.

Значит варианты III, IV, V следует рекомендовать, как образцы переплетений с наименьшим расходом сырья по результатам анализа объемной плотности выработанных вариантов. Это дает возможность выработать облегченный трикотаж пониженной материалоемкости без потери свойств. Достигнуть такого результата позволяет структура самого переплетения, так как в нее введены дополнительные элементы рисунчатого трикотажа.

Введение в структуру трикотажа уточной нити увеличивает толщину трикотажа и уменьшает его объемную плотность. По результатам исследования технологических параметров, представленных в таблице, можно отметить: сравнением образцов двухслойного уточного трикотажа между собой по поверхностной и объемной плотности показано, что наименьшей поверхностной плотностью обладают V, III, II варианты и объемной плотностью (рис.2.) обладают III, IV, V варианты двухслойного уточного трикотажа.

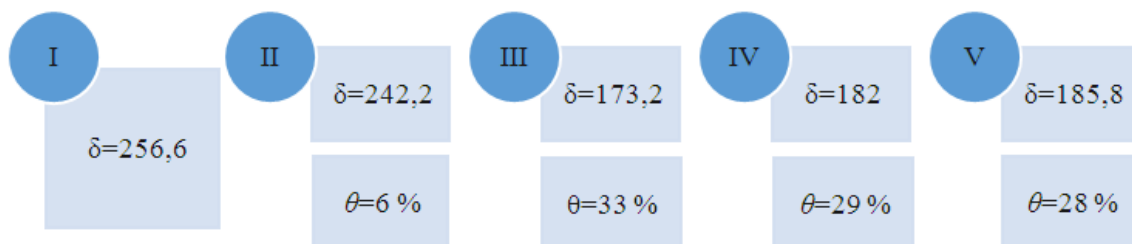


Рис. 2. Объемная плотность δ (мг/см) и относительное облегчение θ (%) двухслойного уточного трикотажа

Разработанные трикотажные полотна можно успешно использовать для изготовления верхнего трикотажа и детского ассортимента.

Выводы. Разработаны новые структуры и способы получения двухслойного уточного трикотажа.

Установлено, что двухслойный трикотаж, где в структуру трикотажа вяжется уточная нить, имеет наименьшую объемную плотность, т.е. объемная плотность уменьшается по сравнению с базовым переплетением от 6 до 33% и имеет высокую формоустойчивость.

Таким образом, выявлены наиболее рациональные структуры двухслойного уточного трикотажа, рекомендуемые для изготовления качественных верхних трикотажных изделий взрослого и детского ассортиментов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Поспелов Е. П. Двухслойный трикотаж. М.: Легкая и пищевая промышленность 1982. –208 с.
- [2] Патент США US 7,611,999 B2. Decorative faced multi-layer weft knit spacer fabric, method, and articles made there from. Brian Mc. Murray, Vann Pl. Опубл. 20.05.2004г.
- [3] Rong Liu, Terence T. Lao, Wang S. X. Impact of Weft Laid-in Structural Knitting Design on Fabric Tension Behavior and Interfacial Pressure Performance of Circular Knits. Journal of Engineered Fibers and Fabrics. Vol.8, 2013. Issue 4. P. 96–107.
- [4] Горкунова З. А. Испытания трикотажа. М.: Легкая индустрия, 1975. –224 с.
- [5] Шустов Ю. С. Основы текстильного материаловедения. М.: ООО «Совязь Бево», 2007. –300 с.
- [6] Postle R. A. Geometrical assessment of the thickness and bulk density of weft-knitting fabrics // J. Text. Inst. 1974. 65. № 4. P. 155-163.

Наманганский инженерно-технологический институт
Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности

Дата поступления
5.12.2019

А.Т. Журабоев, Қ.М. Холиков, Т.К. Алламуратова, М.М. Мукимов. Шакл сақлаш хусусияти юқори бўлган икки қатламли трикотажнинг технологик кўрсаткичларини тадқиқ этиши

Трикотажнинг шакл сақлаш хусусиятини ошириши ва хом ашё сарфини камайтириши мақсадида икки қатламли арқоқли трикотажни олиши усули ишлаб чиқилган. Икки қатламли трикотажда арқоқ ипининг мавжудлиги трикотажнинг қалинлигини оширади ва ҳажимий зичлигини 6–33 % га камайтиради.

A.T. Juraboev, Q.M. Holikov, T.K. Allamuratova, M.M. Mukimov. Research of technological parameters form-stable of double-layer knitwear

In order to reducing the consumption of raw materials and improving the shape-stability of knitwear, a method for producing of inlay two-layer knitted fabric has been developed. The presence of a inlay yarn in the structure of a two-layer knitted fabric increases its thickness and reduces the volume density by 6–33%.

ВИБРАЦИОННЫЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ОТ ДВИЖУЩЕГОСЯ ТРАНСПОРТА НА БЕРЕГОВУЮ ОПОРУ МОСТА

Как известно, береговая опора мостов часто в процессе эксплуатации получает значительные остаточные деформации по вертикальной и горизонтальной плоскости, что осложняет эксплуатацию сооружения и требует дополнительных затрат для обеспечения нормальных условий движущемуся транспорту. Транспорт на рассматриваемом участке дороги преодолевает дополнительные неровности, а это создает новые ударные нагрузки, которые отрицательно сказываются на проезжей части и на ходовой части транспорта, сокращая его срок эксплуатации. Кроме того, согласно анализу последствий многих землетрясений, на участке сопряжения моста и земляного полотна выявляются наибольшие повреждения, что часто приводит к невозможности осуществления движения транспорта на длительный срок, а восстановление этого участка требует огромных затрат. Все это предопределяет необходимость тщательного научного подхода решения этой конструкции и дополнительного расчета узла соединения береговой опоры моста. Поэтому необходимо провести натурные и теоретические исследования, которые смогут объяснить причину относительной слабости рассматриваемого участка дороги. Эти исследования показывают, что участок соединения пролетного строения моста, береговой опоры и земляного полотна представляет собой сложный узел трех разных систем инженерного сооружения, так как все эти звенья имеют разную динамическую жесткость, что выявлено при определении амплитудно-частотных численных величин. Это означает, что при прохождении скоростного транспорта или сейсмического воздействия эти участки получают различные деформации, что имеет подтверждение в процессе определения повреждения дороги.

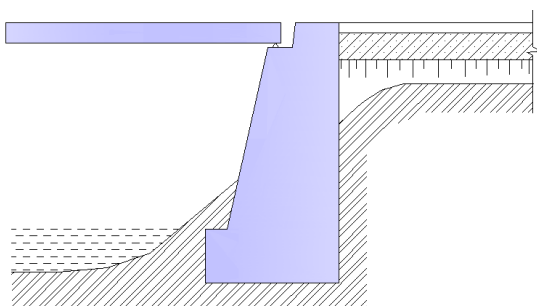


Рис. 1. Схема береговой опоры моста

Данные анализы позволяют сделать вывод о необходимости разработки системы амортизационного узла – сложного соединения, которое сможет снизить разницу амплитудно-частотных характеристик этих частей.

Промежуточная и береговая опоры мостов воспринимают различные нагрузки от дорожного покрытия и его основания, поэтому рассмотрим систему колебательного процесса бетонного покрытия и его основания (рис. 1).

Колебания бетонного покрытия как балки бесконечной длины на упругом основании Фусса–Винклера, под действием неподвижной, изменяющейся во времени силы (рис.2), описываются линейным дифференциальным уравнением

$$EJ_y^0 \frac{\partial^4 Z_p^0}{\partial x^4} + N_0 \frac{\partial^2 Z_p^0}{\partial x^2} + m_z^0 \frac{\partial^2 Z_p^0}{\partial t^2} + f_z^0 \frac{\partial Z_p^0}{\partial t} + U_z^0 Z_p^0 = 0, \quad (1)$$

где E – модуль упругости покрытия дороги; J_y^0 – момент инерции покрытия относительно главной поперечной горизонтальной оси y ; Z_p^0 – вертикальный прогиб покрытия; x – абсцисса покрытия от начала на неподвижной системе координат точки на рис. 2; t – время; N_0 – продольная сила в покрытии; m_z^0 – приведенная масса покрытия и основания; f_z^0 – коэффициент демпфирования при колебаниях по вертикали; U_z^0 – модуль упругости и основания покрытия или балластной призмы. Здесь $Z_p^0 = Z_p^0(u, t)$, $u = x - vt$, v – постоянная скорость движущегося транспорта.

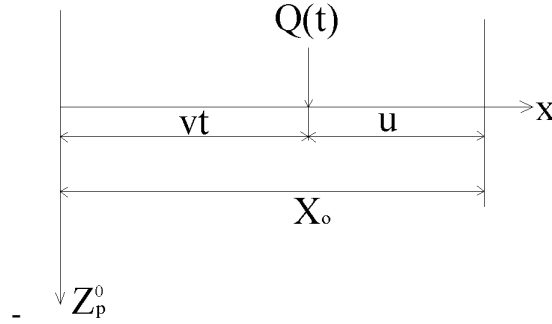


Рис. 2. Система координат, принятая при расчете колебаний дорожного покрытия

Частные производные от прогиба покрытия имеют вид [1]

$$\left[\begin{aligned} \frac{\partial Z_p^0}{\partial u} &= \frac{\partial Z_p^0}{\partial x}; \\ \frac{\partial Z_p^0}{\partial t} &= \left[\frac{\partial Z_p^0}{\partial t} \right] + \frac{\partial Z_p^0}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial t} = \left[\frac{\partial Z_p^0}{\partial t} \right] - v \frac{\partial Z_p^0}{\partial u}; \\ \frac{\partial^2 Z_p^0}{\partial t^2} &= \left[\frac{\partial^2 Z_p^0}{\partial t^2} \right] - 2v \frac{\partial \left[\frac{\partial Z_p^0}{\partial t} \right]}{\partial u} + v^2 \frac{\partial^2 Z_p^0}{\partial u^2}. \end{aligned} \right] \quad (2)$$

где $\left[\frac{\partial Z_p^0}{\partial t} \right]$ – абсолютная частная производная по времени.

С учетом (2) уравнение (1) примет следующий вид:

$$EJ_y^0 \frac{\partial^4 Z_p^0}{\partial u^4} + N_0 \frac{\partial^2 Z_p^0}{\partial u^2} + m_z^0 \left[\frac{\partial^2 Z_p^0}{\partial t^2} - 2v \frac{\partial \left[\frac{\partial Z_p^0}{\partial t} \right]}{\partial u} + v^2 \frac{\partial^2 Z_p^0}{\partial u^2} \right] + f_z^0 \left[\frac{\partial Z_p^0}{\partial t} - v \frac{\partial Z_p^0}{\partial u} \right] + U_z^0 Z_p^0 = 0. \quad (3)$$

Частоту вынужденных колебаний от движущегося транспорта можно определить по формулам (рис.3)

$$t = \frac{L}{v}, \quad \omega = \frac{1}{t},$$

где L – длина между осями колёс вагона; t – время между ударами колес; ω – частота ударов по проезжей части; v – скорость движения транспорта.

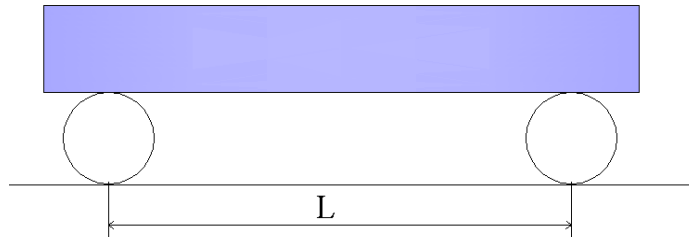


Рис. 3. Схема частоты вынужденных колебаний от движущегося транспорта, связанной с длиной между осями колёс вагона

Решение (3) примет вид

$$Z_p^0 = \psi(\omega, i\omega) \exp(i\omega t), \quad (4)$$

где $i = \sqrt{-1}$ – мнимая единица; ω – частота колебаний.

Подставив (4) в уравнение (3), после сокращения всех членов на $EJ_y^0 \exp(i\omega t)$ получим следующее дифференциальное уравнение, определяющее функцию $\Psi(\omega, i\omega)$:

$$\psi^{IV} + \frac{N^0 + m_z^0 \omega^2}{EJ_y^0} \psi^{II} - \left(\frac{f_z^0}{EJ_y^0} + \frac{2m_z^0 v \omega}{EJ_y^0} \right) \psi^I + \left(\frac{U_z^0 - m_z^0 \omega^2}{EJ_y^0} + \frac{f_z^0 \omega}{EJ_y^0} i \right) \psi = 0. \quad (5)$$

Характеристическое уравнение дифференциального выражения (5) примет вид

$$\tau^4 + \frac{N^0 + m_z^0 v^2}{EJ_y^0} \tau^2 - \left(\frac{f_z^0 v}{EJ_y^0} + \frac{2m_z^0 v \omega}{EJ_y^0} i \right) \tau + \frac{U_z^0 - m_z^0 \omega^2}{EJ_y^0} + \frac{f_z^0 \omega}{EJ_y^0} i = 0. \quad (6)$$

Уравнение (6) имеет четыре комплексных корня

$$\tau_j = \alpha_j + i\beta_j \quad (j = \overline{1,4}).$$

Уравнение (5) будет решено в виде

$$\psi(\omega, i\omega) = \sum_{j=1}^4 c_j \exp(c_j \omega), \quad (7)$$

где c_j – постоянная величина.

Подставив решение в (4), получим выражение для функции $Z_p^0(\omega, t)$ при частоте $-\omega$

$$Z_p^0(\omega, t) = \sum_{j=1}^4 c_j \exp(c_j \omega + i\omega t). \quad (8)$$

Уравнение (3) для положительных и отрицательных выражений имеет следующий вид:

$$Z_{p+}^0(\omega, t) = (c_1 \exp[\tau_1 \omega] + c_3 \exp[\tau_3 \omega]) \exp(i\omega t); \quad (9)$$

$$Z_{p-}^0(\omega, t) = (c_2 \exp[\tau_2 \omega] + c_4 \exp[\tau_4 \omega]) \exp(i\omega t). \quad (10)$$

Граничные условия для определения коэффициентов c_j :

$$\begin{aligned} Z_{p+}^0(\omega, t)|_{\omega=0} &= Z_{p-}^0(\omega, t)|_{\omega=0}, \\ \frac{\partial Z_{p+}^0(\omega, t)}{\partial u}|_{\omega=0} &= \frac{\partial Z_{p-}^0(\omega, t)}{\partial u}|_{\omega=0}, \\ \frac{\partial^2 Z_{p+}^0(\omega, t)}{\partial u^2}|_{u=0} &= \frac{\partial^2 Z_{p-}^0(u, t)}{\partial u^2}|_{u=0}, \\ \frac{\partial^3 Z_{p+}^0(\omega, t)}{\partial u^3}|_{u=0} - \frac{\partial^3 Z_{p-}^0(u, t)}{\partial u^3}|_{u=0} &= \frac{Q(t)}{EJ_y^0}. \end{aligned} \quad (11)$$

Вычислим первую, вторую и третью частные производные по формулам (9) и (10):

$$\begin{aligned} \frac{\partial Z_{p+}^0(u, t)}{\partial u} &= (\tau_1 c_1 \exp[\tau_1 u] + \tau_3 c_3 \exp[\tau_3 u]) \exp(i\omega t), \\ \frac{\partial Z_{p-}^0(u, t)}{\partial u} &= (\tau_2 c_2 \exp[\tau_2 u] + \tau_4 c_4 \exp[\tau_4 u]) \exp(i\omega t), \\ \frac{\partial^2 Z_{p+}^0(u, t)}{\partial u^2} &= (\tau_1^2 c_1 \exp[\tau_1 u] + \tau_3^2 c_3 \exp[\tau_3 u]) \exp(i\omega t); \\ \frac{\partial^2 Z_{p-}^0(u, t)}{\partial u^2} &= (\tau_2^2 c_2 \exp[\tau_2 u] + \tau_4^2 c_4 \exp[\tau_4 u]) \exp(i\omega t); \\ \frac{\partial^3 Z_{p+}^0(u, t)}{\partial u^3} &= (\tau_1^3 c_1 \exp[\tau_1 u] + \tau_3^3 c_3 \exp[\tau_3 u]) \exp(i\omega t); \end{aligned} \quad (12)$$

Подставляя полученные выражения $z_{p+}^0(\omega, t)$, $z_{p-}^0(\omega, t)$ и их частные производные в (11), определим внешнюю нагрузку

$$Q(t) = \exp(i\omega t).$$

Найдем постоянные c_j ($j=1,4$):

$$\begin{aligned} c_1 - c_2 + c_3 - c_4 &= 0, \\ \tau_1 c_1 - \tau_2 c_2 + \tau_3 c_3 - \tau_4 c_4 &= 0, \\ \tau_1^2 c_1 - \tau_2^2 c_2 + \tau_3^2 c_3 - \tau_4^2 c_4 &= 0, \\ \tau_1^3 c_1 - \tau_2^3 c_2 + \tau_3^3 c_3 - \tau_4^3 c_4 &= 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Полученные уравнения можно выразить в форме матрицы:

$$HC = F, \quad (14)$$

где H – матрица четвертого порядка, равная

$$H = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 1 & -1 \\ \tau_1 & -\tau_2 & \tau_3 & -\tau_4 \\ \tau_1^2 & -\tau_2^2 & \tau_3^2 & -\tau_4^2 \\ \tau_1^3 & -\tau_2^3 & \tau_3^3 & -\tau_4^3 \end{bmatrix}. \quad (15)$$

Вектор C и вектор свободных членов линейной системы F равны

$$C = \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \end{bmatrix}; \quad F = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{EJ_y^0} \end{bmatrix}.$$

Решение уравнения (14) примет вид

$$C = H^{-1}F,$$

где H^{-1} – матрица, обратная матрице H :

$$Q(t) = \exp(i\omega t), \quad z_p^0(\omega t) = W_z^Q(\omega, i\omega) \exp(i\omega t).$$

Частотная характеристика системы:

$$\begin{aligned} W_z^Q(\omega, i\omega) &= \begin{cases} c_1 \exp[\tau_1 \omega] + c_3 \exp[\tau_3 \omega] n \pi i \omega \geq 0, \\ c_2 \exp[\tau_2 \omega] + c_4 \exp[\tau_4 \omega] n \pi i \omega \leq 0. \end{cases} \\ W_z^0(\omega, i\omega) &= \sum_i c_i \exp(\tau_i \omega), \end{aligned} \quad (16)$$

$i = 1, 3$ при $\omega \geq 0$; $i = 2, 4$ при $\omega \leq 0$.

Частотная характеристика системы равна отношению преобразованного по Фурье выходного сигнала как функции времени к преобразованному входному сигналу [2]

$$F(z_p^0) = W_z^Q(\omega, i\omega) F(Q), \quad (17)$$

$$\text{где } F(z_p^0) = \int_{-\infty}^{+\infty} z_p^0(\omega, t) \exp(-i\omega t) dt, \quad F(Q) = \int_{-\infty}^{+\infty} Q(t) \exp(-i\omega t) dt.$$

Прогиб как функция времени t при внешней силе $Q(t)$ равен

$$z_p^0(\omega, t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} W_z^Q(\omega, i\omega) \int_{-\infty}^{+\infty} Q(\tau) \exp(i\omega[t - \tau]) d\tau d\omega. \quad (18)$$

Расчеты необходимо производить на ЭВМ с использованием программы быстрого преобразования Фурье [3].

Очевидно, что после расчета ударных нагрузок на береговую опору моста следует определить влияние длины пролетного строения моста и особенности его конструкции.

Прогиб пролета моста зависит от жесткости сооружения, а это создает различные по величине ударные нагрузки на береговую и промежуточные опоры, обуславливая дополнительные сейсмические нагрузки. Частично этими нагрузками на опоры мостов можно объяснить наибольшие повреждения береговых и промежуточных опор даже при относительно слабых землетрясениях. Скоростное движение транспорта создает продольные, поперечные и вертикальные колебания на полотне дороги, что предопределяет необходимость рассмотреть эти вынужденные колебания по современной динамической теории сейсмостойкости инженерных сооружений.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Коган А. Я. Колебания рельса при движении по нему переменной нагрузки // Вестник ВНИИЖТ. 1968. №1. С. 7–11.
- [2] Ленинг Дж. Х., Беттин Р. Г. Случайные процессы в задачах автоматического управления. М.: Изд-во иностр. литературы, 1958. – 388 с.
- [3] Отнес Р., Эноксон Л. Прикладной анализ временных рядов. М.: ГИИТЛ, 1955. – 475 с.

Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта

Дата поступления
31.05.2019

А.Х. Абдужабаров, М.Х. Мехмонов. Ҳаракатдаги транспорт таъсиридан кўприк четки таянчининг тебраниши

Мақолада ҳаракатдаги транспортнинг кўприк четки таянчига таъсири кўриб чиқилган. Назарий ҳулоса натижасида кўприк оралиқ қурилма узунлиги ва унинг конструкциясини хусусиятларига таъсири аниқланган.

A.H. Abdujabarov, M.H. Mekhmonov Vibration impacts from moving transport on a shore bridge support

The article discusses the vibration effects of moving vehicles on the coastal support of the bridge. As a result of theoretical decisions, it is necessary to determine the influence of the length of the bridge span and the peculiarities of its construction.

УЎК 631.313.2

А.Х. УМУРЗАКОВ, И.А. ГАФАРОВ, Д.А. АБДУВАХОБОВ

ТИШЛИ БОРОНА ИШЧИ ОРГАНЛАРИДА АВТОТЕБРАНИШЛАР ҲОСИЛ ҚИЛИШ МЕТОДИ

Ўзбекистон шароитида ерларни чигит ва бошқа қишлоқ хўжалиги экинлари уруғларини экиш учун тайёрлашда, бороналаш кенг қўлланиладиган муҳим агротехник тадбир ҳисобланади. Бу тадбир тишли бороналар воситасида куйидаги мақсадларда амалга оширилади:

- ✓ тупроқнинг остки қатламларидаги намликни сақлаш, униб чиқа бошлаган бегона ўтларни йўқотиш, тупроқ юзасига тузларни чиқиб қолишига йўл қўймаслик;
- ✓ кучли ёмғирлардан сўнг ҳосил бўлган қатқалокни юмшатиш;
- ✓ экишдан олдин тупроқ юзасини юмшатиш (экиш олдида бороналаш);
- ✓ ҳайдаш ёки чизеллашдан сўнг ҳосил бўлган кесакларни майдалаш ва дала юзасини текислаш;
- ✓ айрим ҳолларда ўғитлар, уруғлар, гербицидлар ва шу кабиларни тупроққа аралаштириш.

Пахтачилик соҳасида илмий муассасаларнинг қўплаб тадқиқотлари ва олимларнинг тажрибалари шуни кўрсатадики, кузги шудгорлаш қанчалик сифатли бажарилса ҳам ерлар эрта баҳорда ўз вақтида бороналанмаса тупроқ намни йўқотиб, тез қуриб қолади, оқибатда кузги шудгорлашнинг аҳамияти пасаяди.

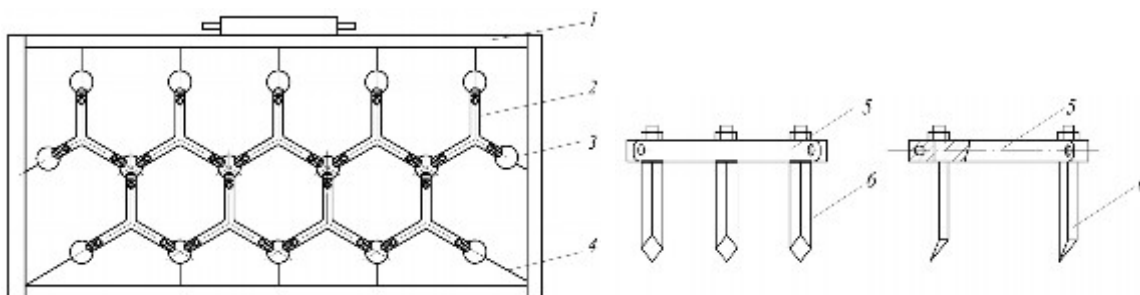
Адабиётларда келтирилган маълумотлар таҳлилидан келиб чиққанда, пахтачилик ҳудудларида бороналашга қўйиладиган агротехник талаблар куйидагича [1]:

- ✓ ишлов бериш чуқурлиги 4 – 6 см;
- ✓ юмшатиш тупроқдаги ўлчами 25 мм дан кичик бўлган фракциялар миқдори камида 80 %, ўлчами 50 мм дан катта бўлган фракциялар миқдори кўпи билан 5 %;

- ✓ юмшатишган тупроқ қатламининг ўрқачлиги ± 1 см;
- ✓ униб чиқаётган бегона ўтларнинг йўқотилиш даражаси камида 95 % бўлиши лозим. Шунингдек, ишлов берилганда тупроқнинг нам қатламлари юзага чиқиб қолмаслиги керак.

Ҳозирда ишлатилаётган мавжуд бороналарнинг тишлари рамага қаттиқ (қўзғалмас) маҳкамланганлиги туфайли, улар дала (шудгор) юзасидаги нотекисликларга етарли даражада мослаша олмайди ва бунинг натижасида дала юзаси тўлиқ юмшатишмайди ва бегона ўтлар тўлиқ йўқотилишмайди. Бунга йўл қўймаслик учун хўжаликларда бороналар изма-из икки қатор ўрнатилиб ишлатилади. Лекин бу усул бороналаш агрегатининг ўлчамлари ва энергияҳажмдорлиги кескин ошишига, манёвр-мослашув ҳамда иш унумини пасайиб кетишига олиб келади.

Бороналар бўйича олиб борилган тадқиқотлар ва патент-информацион материалларни таҳлили шуни кўрсатадики, тупроққа эрта баҳор ва экиш олдида ишлов беришда қўлланиладиган техника воситаларининг иш органлари майдон рельефига тўлиқ мослашса ва қўшимча тебранма ҳаракатланса, уларнинг тупроққа ишлов бериш сифати яхшиланади ҳамда тортишга қаршилиқ кучининг камайиши ҳисобига энергия сарфи қисқаради [2].



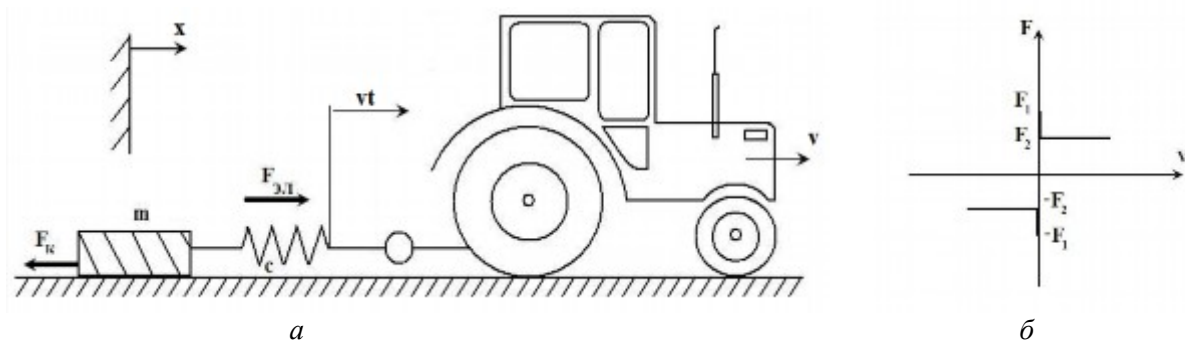
1-расм. Дала рельефига мосланувчан тишли боронанинг конструктив схемаси

Дала рельефига мосланувчан тишли борона (1-расм) тракторга осиш қурилмаси билан жиҳозланган рама 1, ишчи звенолар 2, уларни ўзаро боғлайдиган ҳалқалар 3 ҳамда ишчи звеноларни рамага боғлаб турувчи тортқилар 4 дан иборат. Бунда ишчи звено асос 5 ва тишлар 6 дан иборат этиб ишланган. Асосга учтадан тешик очилган бўлиб, улардан ҳалқалар ўтади ва қўзғалувчан боғланиш ҳосил бўлади.

Иш жараёнида, яъни борона судралганда ишчи звенолар бир-бири билан ҳалқалар орқали, рама билан эса ҳалқалар ва тортқилар орқали боғланганлиги туфайли тишлар тупроқни дала юзасидаги нотекисликларга мослашиб юмшатади. Бундан ташқари ҳалқалар ва тортқилар ҳисобига ҳар бир ишчи звено мустақил тарзда тебранма ҳаракат қилади. Натижада, дала юзасига ишлов бериш сифати ҳамда бегона ўтларни йўқотилиши яхшиланади. Ишчи звеноларнинг тебранма ҳаракати туфайли боронанинг тортишга қаршилиги камаяди ва ишлаш муддати ортади. Агротехник ва техник талаблардан келиб чиқиб ушбу боронанинг барча параметрлари ва ўлчамлари илмий асосланди [3].

Дала рельефига мосланувчан тишли борона ишчи звеноларини тебранишларини тадқиқ этишда фрикцион автотебранишларнинг классик моделига мурожаат қиламиз. Қўзғалмас пружинага боғланган m массали жисм, горизонтал йўналишда $v=const$ тезликда ҳаракатланаётган лента билан фрикцион туташган. Лента мунтазам равишда бир томонга ҳаракатланади. Жисм ва лента туташган юзада қуруқ ишқаланиш кучи мавжуд бўлади. Система параметрларига қараб, жисм маълум бир вазиятда тинч туриб ишқаланиши ёки автотебранишлар ҳосил қилиб ҳаракатланиши мумкин. Жисм ҳаракатини қандай кечиши лентанинг тезлигига, ишқаланиш кучини миқдорига, пружинанинг бикрлигига ва улар орасидаги муносабатларга боғлиқ бўлади. Ушбу масала етарлича ўрганиб чиқилган ва адабиётларда ёритилган [4].

Тракторга уланиб тортиладиган боронанинг ишчи звенолари ҳаракатини назарий тадқиқ қилиш учун, уни юқоридаги масалага эквивалент масала қилиб олишимиз мумкин. Бунинг учун айрим соддалаштиришлар ва фаразларни қабул қиламиз. Ишчи звенони m массали жисм деб ва уни рамага боғлаб турган ҳалқани пружина деб, тупроқни эса лента деб қараймиз. Фақат лента тезлигини тракторга берамиз. Ишқаланиш кучини ўрнига, тупроқни ишчи звено ҳаракатига кўрсатаётган қаршилиқ кучини оламиз. Бу куч, звенони тупроқ билан ишқаланиши ва тупроқни эластик деформацияланишидан ҳосил бўлган кучлар йиғиндисидир (2-расм, а).



2-расм. Боронанинг иш жараёнида ҳосил бўладиган кучлар

Трактор боронани судраганда, ишчи звенога пружинанинг (ҳалқанинг) эластиклик кучи ва тупрокнинг қаршилик кучи таъсир этади. Тинч ҳолатдаги қаршилик кучи ҳаракатдаги қаршилик кучидан анча катта бўлиши лозим, акс ҳолда автотексиранишлар пайдо бўлмайди.

Пружинанинг ўнг томони ўзгармас v тезлик (трактор тезлиги) билан ҳаракатланади, унинг чап томони эса жисмнинг ҳаракат бошлашига мос келган нуқтадан бошлаб x кўчиш олади. Пружинанинг бикрлигини c билан белгилаймиз. Қаршилик кучини соддароқ характеристикасини қабул қиламиз (2-расм, б).

Расмдан кўринадики, тинч ҳолатдаги F_1 қаршилик кучи, ҳаракатдаги F_2 қаршилик кучидан анча катта. Қачонки, пружинанинг эластиклик кучи $F_{эл}$, тинч ҳолатдаги F_1 қаршилик кучига тенг бўлганда ишчи звенонинг кескин ҳаракати (бирдан кўчиши) содир бўлади. Шу пайтга тўғри келган t вақтда, ишчи звенони ҳаракатлантирувчи эластиклик кучи $F_{эл} = F_1 - c(x - vt)$ бўлади. F_2 куч эса ҳаракатга қаршилик кўрсатади. Шундан келиб чиқсак, ишчи звенонинг шу пайтдаги ҳаракатини ифодаловчи дифференциал тенглама қуйидагича ёзилади

$$m\ddot{x} = F_1 - c(x - vt) - F_2 \quad (1)$$

ёки

$$\ddot{x} + k^2x = k^2vt + (F_1 - F_2)/m \quad (2)$$

бу ерда x – кўчиш; $k^2 = c/m$; c – пружинанинг бикрлик коэффиценти; m – ишчи звено массаси.

Ушбу тенгламанинг, бошланғич шартлар нол бўлганда қаноатлантирувчи ечими қуйидаги кўринишда бўлади

$$x = vt - \frac{v}{k} \sin kt + \frac{F_1 - F_2}{c} (1 - \cos kt). \quad (3)$$

Тезлик эса ушбу қонуният бўйича ўзгаради

$$\dot{x} = v(1 - \cos kt) + \frac{k}{c} (F_1 - F_2) \sin kt, \quad (4)$$

ва қандайдир t_1 вақтда яна нолга тенг бўлади. t_1 ни қиймати қуйидаги ифодалардан топилади

$$\sin kt_1 = -\frac{2a}{1+a^2}; \quad \cos kt_1 = \frac{1-a}{1+a^2},$$

бу ерда $a = \frac{k(F_1 - F_2)}{cv}$.

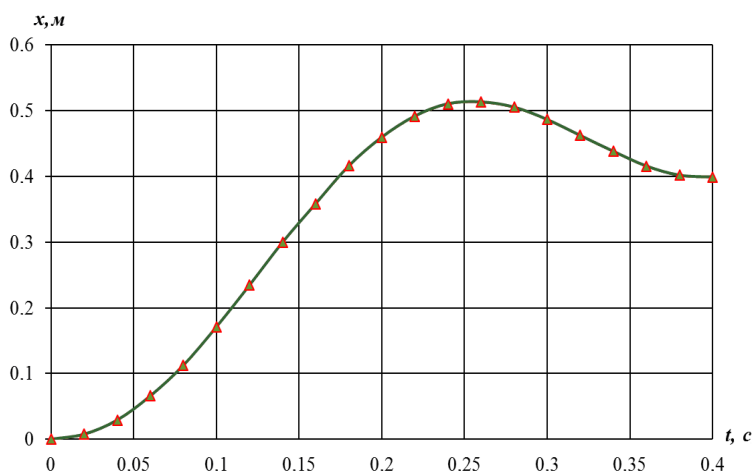
Юқоридаги ифодаларнинг модуллари доимо бирдан кичик бўлганлиги сабабли ишчи звенони тўхташи иложсиздир. Буларни аниқлагандан сўнг, ишчи звенони тўхтагунча босиб ўтган йўлини ҳам топса бўлади:

$$x_1 = vt_1 + 2av/k. \quad (5)$$

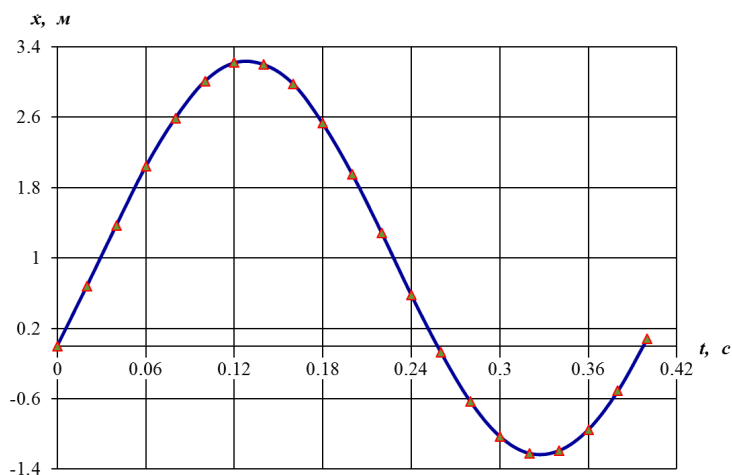
Ишчи звенонинг тўхтаб туриш t_2 вақтини, пружинанинг чўзилишдаги кучи яна тинч ҳолатдаги қаршилик кучининг F_1 қийматига етиб олиши керак деган шартдан аниқланади.

Автотексиранишлар даври $T = t_1 + t_2$ ифодадан топилади.

Системанинг куйидаги параметрларини қабул қилиб, юқоридаги ифодалар асосида ишчи звено ҳаракати ҳисобланди. Қабул қилинган параметрлар $m=3$ кг, $V=1$ м/с, $F_1=250$ Н, $F_2=150$ Н, $c=750$ Н/м. Ҳисоблаб топилган сонли қийматлар асосида ишчи звенонинг бир марталик тебранишида босиб ўтган йўлини (3-расм) ва тезлигини (4-расм) баҳолайдиган боғланишлар қурилди.



3-расм. Тишли борона ишчи звеносини бир марталик тебранишида босиб ўтган йўли



4-расм. Тишли борона ишчи звеносини бир марталик тебранишида ҳосил бўлган тезлиги

Демак, юқоридаги назарий тадқиқотларга таяниб, яъни ишчи звено массасини, ҳалқанинг бикрлик коэффициентини ва трактор тезлигини илмий асосда танлаш орқали ишчи звеноларни релаксацион автотебранишларини олишимиз мумкин.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Пахтачилик маълумотномаси. Тошкент: Fan va texnologiya, 2016. – 540 б.
- [2] Искендеров Э. Конструкция самоочищающейся зубовой бороны: теоретическое обоснование //Аграрное обозрение. М., 2011. №1. С. 18–19.
- [3] Тўхтақўзиев А., Мухамедов Ж., Умурзаков А., Абдувахобов Д. А. Тебранма-тишли борона ўлчамларини асослаш // Механика муаммолари. Тошкент, 2013. №3–4. Б. 104–108.
- [4] Левитский Н. И. Колебания в механизмах. М.: Наука. Гл. ред. физ. – мат. лит., 1988. –336 с.

Наманган муҳандислик-қурилиш институти

17.09.2019 й.
қабул қилинган

А.Х. Умурзаков, И.А. Гафаров, Д.А. Абдувахобов. Способ получения автоколебаний рабочих органов зубовой бороны

В статье приведены результаты исследований новых конструкций зубовых борон, применяемых для обработки почвы перед посевом. При исследовании горизонтальных колебаний рабочих звеньев бороны использована классическая теория фрикционных автоколебаний. Исследован, также способ получения релаксационных автоколебаний зубьев в процессе работы бороны.

A.H. Umurzaqov, I.A. Gafarov, D.A. Abduvaxobov. Method for obtaining auto oscillations of working bodies of tooth harrow

The article presents the results of studies of new designs of tooth harrows used for tillage before sowing. In the study of horizontal vibrations of the working parts of the harrow, the classical theory of frictional self-oscillations is used. The method of obtaining relaxation self-oscillations of the teeth during the operation of the harrow was also investigated.

УДК 624.953

Х.А.АКРАМОВ, Ш.М.ДАВЛЯТОВ

СТЕРЖНЕВЫЕ ВАНТОВО-ОБОЛОЧЕЧНЫЕ СИСТЕМЫ, КАК ОСНОВА СОЗДАНИЯ ИННОВАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ

В настоящее время в области строительной инженерии существуют отчетливые тенденции в создании сверхлегких крупногабаритных трансформируемых конструкций, способных переносить большие нагрузки. Свидетельством тому является популяризация стержневых вантово-оболочечных систем (СВОС), получивших название «тензогрити».

Тензогрити – принцип построения конструкций, основанный на использовании элементов, работающих только на сжатие или только на растяжение. Конструкции такого типа нашли широкое применение в архитектуре, искусстве, градостроительстве, в аэрокосмической области, мебели и даже биомеханике [1, 2]. В ряде случаев такие конструкции имеют размеры, составляющие сотни метров. Экспериментальная отработка подобных крупногабаритных конструкций требует больших материальных и временных затрат. Поэтому компьютерное моделирование выходит на первое место при проектировании и отработке подобных конструкций. Оно позволяет отследить весь процесс создания конструкции, ее настройки и т.д. и прогнозировать ее поведение в различных условиях.

Для того, чтобы каждый элемент конструкции действовал с максимальной эффективностью и экономичностью, необходимо проводить тщательный анализ напряженно-деформированного состояния всего сооружения. Отсюда возникает необходимость в создании полноценной модели конструкции, а не ограничиваться анализом представительных элементов. С другой стороны, анализ крупногабаритных структур, состоящих из вант - стержней и тонкостенных оболочек, затруднен геометрической нелинейностью подобных систем, что создает потребность в разработке подхода, позволяющего проводить численный анализ вышеупомянутых конструкций.

Применение стержневых вантово-оболочечных систем в строительстве. Примеры тензогрити конструкций. На рис. 1–3 показаны тензогрити конструкции, применяемые для создания космических антенн и объектов гражданского строительства [3, 4].

Преимуществом приведенных конструкций являются малый объем в сложенном состоянии, сравнительно небольшая затратность в материалах при проектировании, экологичность. При проектировании космических антенн их преимуществом является способность выдерживать большие нагрузки при запуске космических аппаратов.

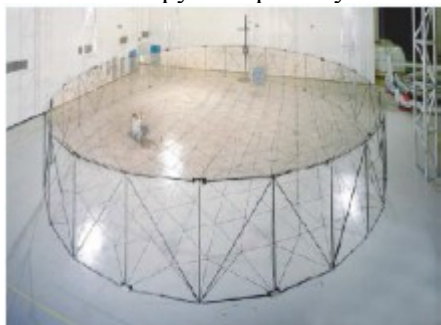


Рис. 1. Развертываемая космическая антенна AstroMesh



Рис. 2. Купол тысячелетия в Лондоне



Рис. 3. Крыша стадиона «La Plata Stadium» в Аргентине

Оболочечные конструкции. Данные конструкции представляют собой поверхности, растянутые с помощью эластичных шнуров или специальных силовых каркасов, сделанных из жестких стержней и балок (см. рис. 1–3). Уровень предварительного напряжения в оболочечной поверхности должен быть достаточным в течение всего срока эксплуатации для того чтобы поддерживать уровень натяжения и формы конструкции, с одной стороны, и позволять материалу оболочки

оставаться в зоне упругих деформаций - с другой. Под воздействием нагрузок, таких как ветер или снег, напряжения на поверхности оболочки могут увеличиваться в 10 раз. По этим причинам материал оболочки должен иметь предварительное напряжение, равное 1/20 предела прочности на разрыв. Прочность материала может изменяться из-за изменения температуры, влажности и ползучести. Поэтому производственные требования механических свойств материалов постоянно проверяются с помощью специальных тестов. В общем случае исследования нужны для нахождения недорогого, огнестойкого, простого в эксплуатации и транспортировки материала [5].

При проектировании космических антенн, помимо контролирования влияния предварительного напряжения, температуры на отражающую поверхность, важно следить за среднеквадратическим отклонением (СКО) отражающей поверхности от теоретического параболоида. СКО должно составлять не более 2–3 % от рабочей длины волны. Такие ограничения накладывают более жесткие требования на конструкцию антенны и свойства материалов отражающей поверхности, чем на некоторые объекты гражданского строительства.

На сегодняшний день существует большой выбор материалов для оболочек рынков. Наиболее часто используемые – это поливинилхлорид (ПВХ), политетрафторэтилен (ПТФЭ), стекло-селеноновые покрытия. Например, Купол тысячелетия, расположенный на полуострове Гринвич в юго-восточном Лондоне (см. рис. 2), изначально планировался изготавливаться из ПВХ. Однако для увеличения срока службы его изготовили из ПТФЭ [5]. Для изготовления отражающей поверхности космической антенны AstroMesh используется тонкая электропроводящая сетка из молибденовой проволоки диаметром 0.03 мм, покрытая золотом.

Физико-математическая модель стержневых вантово-оболочечных систем. Существуют зарубежные работы по физико-математическим моделям СВОС, например, по постановке и решению задачи по нахождению равновесного состояния тензогрити конструкций, подвергающихся внешним силам, с использованием метода вириальной работы. В трудах описываются статический и динамический анализы таких конструкций, а также квазистатический подход к их анализу.

Авторами проводится моделирование рассматриваемых конструкций с позиций нелинейной теории упругости. Оболочечные элементы моделируются тонкой безмоментной мембраной. Протяженные элементы конструкции СВОС, такие как тросы, ванты и другие элементы, моделировались стержневыми элементами с эффективными характеристиками, придающими жесткостные свойства этим элементам модели такие же, как у реальных элементов конструкций.

Напряженно-деформированное состояние СВОС описывается следующей стационарной нелинейной системой уравнений теории упругости:

$$\frac{\partial}{\partial x_k} \left(\sigma_{kj} \left(\delta_{ij} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right) = 0, \quad (1)$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right), \quad (2)$$

$$\sigma_{ij} = \frac{E_m}{2(1+\nu_m)} \left(\varepsilon_{ij} + \frac{\nu_m}{1-2\nu_m} \delta_{ij} \varepsilon_{kk} \right) + \sigma_{ij}^0, \quad (3)$$

где δ_{ij} – символ Кронекера; u_i , σ_{ij} , σ_{ij}^0 , ε_{ij} – компоненты вектора перемещения, второго тензора напряжений Пиолы – Кирхгофа, тензора предварительных напряжений, тензора деформаций; E_m , ν_m – модуль упругости и коэффициент Пуассона m -го материала.

Граничные условия имеют вид

$$u_i(\bar{x}) = u_{i0}, \bar{x} \in S_1, \quad (4)$$

$$n_k \sigma_{kj} \left(\delta_{ij} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = p_i^n, \bar{x} \in S_2, \quad (5)$$

где $S_1 + S_2 = S$ – граница области Ω СВОС; p_i^n – напряжение на границе S_2 , характеризуемой вектором нормали $\bar{n}$; u_{i0} – перемещение на границе S_1 .

Численное решение задачи о напряженно-деформируемом состоянии СВОС. Задачи (1) – (5) решались с помощью метода конечных элементов с применением программного комплекса ANSYS. При численном решении уравнений (1) – (5) большую роль играет выбор начального приближения. Так как область сходимости мала, то трудно определить хорошее начальное приближение, позволяющее получить решение стационарной задачи. Поэтому строится последовательность решений, в которой каждое новое решение использует предыдущее как начальное приближение (рис. 4). При этом искомое решение будет последним в этой последовательности. Решения соответствуют различным граничным условиям. Для получения начального решения ставится дополнительное граничное условие

$$u_i(x) = 0, \bar{x} \in \Omega. \quad (6)$$

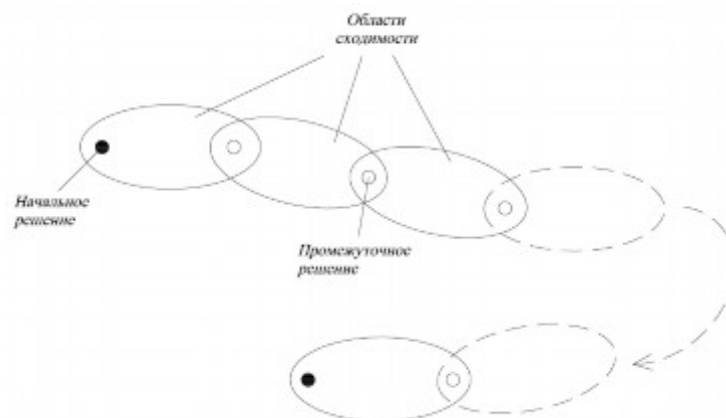


Рис. 4. Последовательность решений, использованных для нахождения искомого решения

Условие (6) соответствует полному закреплению СВОС. Процесс решения будет продолжаться до тех пор, пока не выполнится решение с граничными условиями (4), (5). Такая процедура была разработана и использовалась при численном моделировании отдельного крупногабаритного зонтичного рефлектора. Процедура поиска исходного состояния пока не имеет однозначного алгоритма, поэтому изменение конструкции СВОС может приводить к существенному изменению последовательности снятия закреплений.

Численные модели стержневых вантово-оболочечных систем на примере крупногабаритных космических рефлекторов. При моделировании крупногабаритного космического рефлектора вводятся следующие допущения для применения метода конечных элементов:

- понижается размерность задачи, например, для отражающей поверхности с ее толщиной порядка долей миллиметра можно считать, что переменные задачи не меняются по толщине и, таким образом, решать двумерную задачу;

- полагается, что вантовые элементы конструкции антенны не оказывают сопротивления сжимающим усилиям, что вносит существенную нелинейность в поведение конструкции.

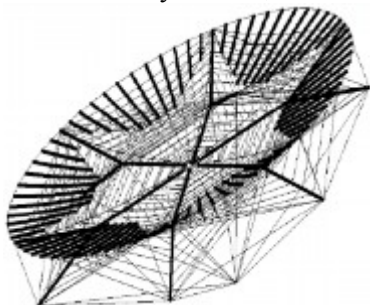


Рис. 5. Рефлектор зонтичного типа апертурой 50 м

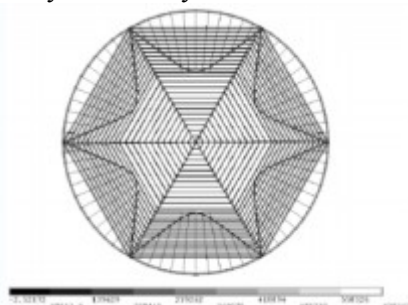


Рис. 6. Напряжения фронтальной сети рефлектора, Па



Рис. 7. Надувной рефлектор апертурой 50 м

На рис. 5–10 показаны конечно-элементные модели крупногабаритных космических рефлекторов и соответствующие им численные модели, реализованные в программном комплексе ANSYS. На рис. 8 указаны напряжения фронтальной сети рефлектора в результате натяжения ее шнуров, на рис. 9 – перемещения узлов рефлектора при натяжении отражающей поверхности.

Для рефлектора, представленного на рис. 10, производился расчет отклонений отражающей поверхности от параболоида, заданный уравнением $z=(x^2+y^2)/4F$, где F – фокусное расстояние, с целью оценки СКО отражающей поверхности.

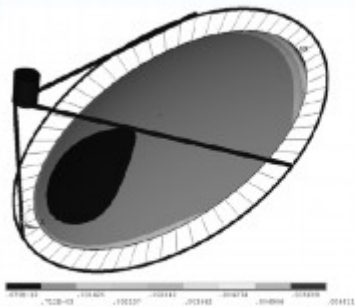


Рис. 8. Деформация рефлектора

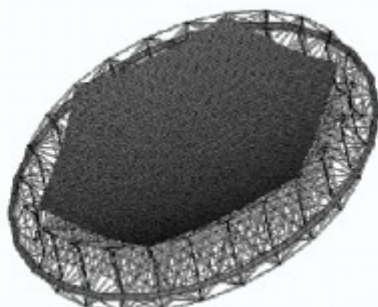


Рис. 9. Рефлектор с тензор - грудным ободом апертурой 48

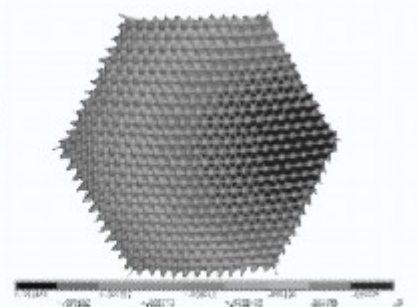


Рис.10. Распределение отклонений в отражающей поверхности

Все предоставленные численные модели реализованы с помощью предложенной методики в [4]. Для всех конструкций при получении начального решения задавались нулевые граничные условия на перемещения узлов. Далее, для получения промежуточных решений эти граничные условия для части узлов не задавались и процесс продолжался до тех пор, пока не было найдено искомое решение.

Основной причиной использования предложенной методики являются большие геометрические нелинейности, возникающие в вантово-оболочечных конструкциях.

Выводы. Рассмотрены возможности применения стержневых вантово - оболочечных систем для создания инновационных конструкций в строительстве. Разработана методика численного решения задачи о напряженно-деформируемом состоянии таких конструкций с повышенной геометрической нелинейностью. Эффективность разработанной методики показана на ряде конструкций крупногабаритных космических антенных рефлекторов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Акрамов Х.А., Давлятов Ш.М. Бўйлама четлари бўйича бикр маҳкамланган доиравий цилиндрлик панелларнинг устуворлиги ва юк кўтариш қобилияти // “Архитектура. Курилиш. Дизайн.” илмий-амалий журнал. Тошкент, 2015. №4. Б. 24–29.
- [2] Gomez-Jauregui. Tensegrity Structures and their Application to Architecture // Santander: Servicio de Publicaciones de la Universidad de Cantabria, 2010. – 296 p.
- [3] Tibert. A. G. Deployable Tensegrity Structures for Space Applications I A.G. Tibert // Technical Reports from Royal Institute of Technology. Department of Mechanics. Stockholm, 2002.
- [4] Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера. Практическое руководство. М.: Наука, 2003. – 134 с.
- [5] Morte-Rolle S., Maurin B., Quirant J. Numerical form-finding of geotensoid tension truss for mesh reflector // Systemes, Acta Astronautica. Vol. 76. 2012. P. 154–163.

Ферганский политехнический институт

Дата поступления
5.12.2019

Х.А. Акрамов, Ш.М. Давлятов. Стерженли вант-қобикли тизимлари - қурилишдаги инновацион конструкциялар тадқиқотининг асосидир

Қурилишда инновацион конструкциялар яратиш учун вант-қобикли тизимлардан фойдаланиш имкониятлари кўриб чиқилган. Юқори геометрик чизиқли бўлмаган бундай конструкцияларнинг кучланганлик ҳолати рақамли равишда ҳал қилиш усули ишлаб чиқилган. Ишлаб чиқилган методологиянинг самарадорлиги космик антенна рефлекторларининг бир қатор дизайнларида кўрсатилган.

H.A. Akramov, Sh. M Davlyatov Cable-stayed rod systems - as the basis for the creation of innovative structures in construction

The possibilities of using rod-stayed cable-shell systems to create innovative structures in construction are considered. A method for numerically solving the problem of the stress-strain state of such structures with increased geometric non-linearity is developed. The effectiveness of the developed methodology is shown on a number of designs of large-sized space antenna reflectors.

ЙЎЛ КЎТАРМА ҚАТЛАМИ КЎРСАТКИЧЛАРИ ЎЗГАРИШИНИНГ УСТУВОРЛИК КОЭФФИЦИЕНТИГА БОҒЛИҚЛИГИ

Маълумки, автомобиль йўллари йўл пойи кўтармасининг асосий элементларидан бири ён қиялик ҳисобланади. Шу пайтгача автомобиль йўл кўтармаси устуворлигини аниқлашда сурилиш сиртини аниқлаш, шунингдек талаб этилган даражага етказишда, асосан айланма цилиндрик сирт усуллари [1, 2] қўлланилиб келинган. Хусусан, кўтарма ён қиялик устуворлигини аниқлашда қўйилган 3 та талабдан қайси бири бажарилиши яъни $K_y < K_{m.э.}$, $K_y = K_{m.э.}$, $K_y > K_{m.э.}$ шартларнинг текширилиши асосан сурилиш чизиғи моҳиятидан келиб чиққан ҳолда ҳисоб ишлари бажарилган. Бунинг устига аниқланиши лозим бўлган устуворлик коэффицентлари ажратиб олинган бўлақлар (блоклар) орқали топилиб, кўтармани қатлам-қатлам кўринишида барпо этилиши назарда тутилмаган. Шу билан бирга, мавжуд ҳисоблаш усуллар таҳлили асосида такомиллаштирилаётган усулни ишлаб чиқишда барпо этилган ҳар бир қатламдаги грунтнинг физик-мустаҳкамлик кўрсаткичлари ҳисобга олиниши лозим. Қатлам кўринишида барпо этилаётган кўтарма ён қиялиги тиклигини ошириш билан бирга, унинг устуворлигини таъминлаш масаласи, шунингдек, талаб этилган заҳира коэффицентига етказиш бўйича услуб ишлаб чиқиш долзарб аҳамиятга эга.

Тик қияликларда грунтларнинг ён бағир қиялигини Н.Н.Маслов томонидан таклиф этилган ҳисоблаш усули бўйича ён қияликни устуворлик коэффицентини ушбу кўринишда бўлади [3]:

$$k = \frac{\operatorname{tg} \psi_p}{\operatorname{tg} \beta}, \quad (1)$$

бу ерда ψ_p – қаралаётган нуқтадаги грунтнинг силжишдаги қаршилиқ бурчаги; β – ўша нуқтадаги ён қияликни горизонтга нисбатан қиялик бурчаги;

(1) ифодадаги $\operatorname{tg} \psi_p$ ни F_p коэффицент орқали ифодалаш ҳам мумкин

$$\operatorname{tg} \psi_p = F_p = \frac{S_p}{P} = \frac{P \operatorname{tg} \varphi + C}{P} = \operatorname{tg} \varphi + \frac{C}{P}, \quad (2)$$

бу ерда S_p – ушлаб турувчи куч; C – боғланиш кучи; P – юклама; φ – ички ишқаланиш бурчаги.

Бу усул кўтармани қатлам кўринишида барпо этилишини назарда тутди, шунинг учун ён қиялик тиклигини ошириш ва устуворлик коэффицентини талаб этилган даражагача етказиш бўйича мазкур ҳисоблаш усулини такомиллаштириш мақсадга мувофиқ деб ўйлаймиз.

Натижада (2) ифодани такомиллаштириб қуйидаги кўринишга келтириш мумкин [4]:

$$K = \frac{\operatorname{tg}(\varphi + \varphi' + \varepsilon) + \frac{c + c'}{\lambda - \sigma_p}}{\operatorname{tg} \beta} \quad (3)$$

Келтириб ўтилган (3) ифодадаги аниқланиши лозим бўлган φ' ва c' катталикларини лаборатория шароитида ўтказиладиган тажрибалардан аниқлаймиз. Ушбу тажриба ишлари Ислон Каримов номидаги Тошкент давлат техника университетининг «Гидрогеология ва геофизика» кафедрасини «Геотехнология» лабораториясида ўтказилди. Грунт ва геосинтетик материал орасидаги ўзаро таъсир кўрсаткичларини аниқловчи қурилма «Ўзпахтамаш» заводи мутахассислари ёрдамида, лойиҳа чизмалари асосида тайёрланиб, такомиллаштирилди [5]. Қурилмани амалда мавжуд бўлган, грунтни силжишга қаршилигини синовчи қурилманинг (Маслов-Лурье) асосий корпусига жойлаштирилиб, тажриба ишлари ўтказилди.

(1) ва (2) ифодалар бўйича барпо этилаётган йўл тоифаси, шароитига кўра умумий ва индивидуал лойиҳалаш тарзда ёндашилади. Жумладан, қуриладиган кўтармани муҳандислик-геологик шароитидан келиб чиқиб, алоҳида тузилмавий-ечимни талаб қиладиган бўлса, ишлатиладиган кучайтирувчи элементларни альтернатив солиштирган ҳолда лойиҳа ва ҳисоб

ишлари амалга оширилади. Бу эса ўз навбатида кучайтирувчи элементларга талабни оширади яъни техник-иқтисодий жиҳатдан реал самара олиб келувчи тузилмавий ечимларга эҳтиёж туғилади.

Параметрлар ўзгарганда, кўтарма ён қиялик устуворлигини аниқлаш бўйича олиб бориладиган ишлар анча мураккабликлар туғдиради ва кўп вақтни талаб қилади. Шу билан бирга кўриб чиқилган натижаларни тўлиқ таҳлил қила олиш имкони қийинлашади. Кўтармани қатлам-қатлам кўринишида барпо этилишини ҳисобга олсак, ҳар бир қатламдаги грунт ва геосинтетик материал параметрлари ўзгарганда, қатламдаги устуворлик коэффициенти қийматларини топиш керак бўлади. Таклиф этилган ҳисоблаш усули асосида қурилган графиклар, грунт ва геосинтетик материал параметрларини ҳисобга олган ҳолда техник иқтисодий жиҳатдан тежамкор бўлган автомобиль йўллари кўтармаси ҳисоб чизмаларини тузиш имконини беради. Қўйилган вазифани бажариш мақсадида геосинтетик материал хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда устуворлик коэффициентини аниқлаш бўйича дастурий таъминот [6] ишлаб чиқилди.

Шунингдек барпо этилаётган йўл кўтармасида бажариладиган тупроқ ишлари ҳажмини камайтириш бўйича яъни кўтарма ён қиялиги тиклигини ошириш ва талаб этилган устуворлик коэффициентини таъминлашда якуний хулосаларни чиқариш мумкин бўлади. Ҳисоб ишларини осонлаштириш мақсадида, қўлланилган дастурий маҳсулот бажарилиши лозим бўлган ишлар ҳажмини қисқа муддатда якунлаш имкониятини беради. Дастур орқали ҳар бир қатламга тегишли параметр ўзгартирилиб, устуворлик коэффициентини ўзгариш қийматлари таҳлил қилинди. Автомобиль йўллари кўтармаси ён қиялиги устуворлигини аниқлашда қатламлар бўйича параметрлар ўзгаргандаги натижалар 1–4 – жадвалларда келтирилган. Шунингдек, олинган қийматларнинг таҳлили асосида қурилган 1–3 графиклар келтирилган.

1-жадвал

Биринчи қатлам кўрсаткичлари

$z_1=0.4$ м, $K_y=1.03$, $W_1=16.2\%$, $\gamma_{w1}=1.78$ т/м ³ , $\varphi_{w1}=29^0$, $c_{w1}=6.8$ т/м ²						
P_0^{zp}	0.6	0.66	0.72	0.78	0.82	0.84
K_y	1.68	1.67	1.66	1.65	1.64	1.63
σ_{pi}	0	0	0	0	0	0
K_y	0	0	0	0	0	0
β_i^0	20	32	40	52	56	60
K_y	4.55	2.65	1.97	1.29	1.11	0.95
φ_{w1}	10	18	22	28	30	32
K_y	1.28	1.43	1.5	1.63	1.68	1.72
c_{w1}	1	2.5	3.5	5	5.5	6.0
K_y	0.71	0.96	1.12	1.36	1.44	1.52

2-жадвал

Иккинчи қатлам кўрсаткичлари

$z_2=1.5$ м, $K_y=1.0$, $W_2=18\%$, $\gamma_{w2}=1.78$ т/м ³ , $\varphi_{w2}=22^0$, $c_{w2}=5$ т/м ²						
P_0^{zp}	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5
K_y	1.75	1.66	1.59	1.53	1.48	1.43
σ_{pi}	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
K_y	1.65	1.67	1.68	1.7	1.72	1.74
β_i^0	20	28	36	44	52	60
K_y	4.3	2.9	2.14	1.61	1.21	0.9
φ_{w1}	10	16	20	24	28	32
K_y	1.32	1.48	1.6	1.74	1.89	2.08
c_{w1}	1	2	3	4.0	5	6.0
K_y	1.16	1.28	1.41	1.54	1.67	1.8

3-жадвал Учинчи қатлам кўрсаткичлари

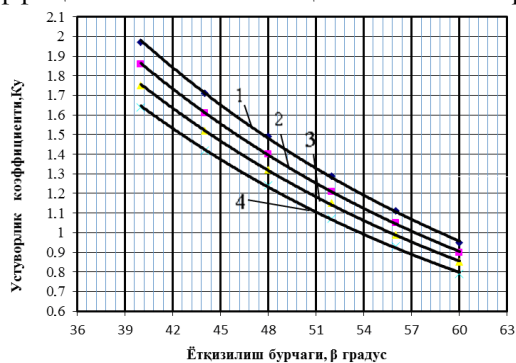
$z_3=3.4$ м, $K_v=0.98$, $W_3=19.2\%$, $\gamma_{w3}=1.74$ т/м ³ , $\varphi_{w3}=19^\circ$, $c_{w3}=4.8$ т/м ²						
P_0^{cp}	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5
K_v	2.66	2.43	2.26	2.13	2.03	1.95
σ_{pi}	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
K_v	2.31	2.34	2.37	2.41	2.45	2.49
β_i^0	20	28	36	44	52	60
K_v	4.04	2.77	2.02	1.52	1.15	0.85
φ_{w1}	10	16	20	24	28	32
K_v	2.01	2.23	2.40	2.58	2.79	3.03
c_{w1}	1	2	3	4.0	5	6.0
K_v	1.48	1.71	1.94	2.1	2.4	2.63

4-жадвал

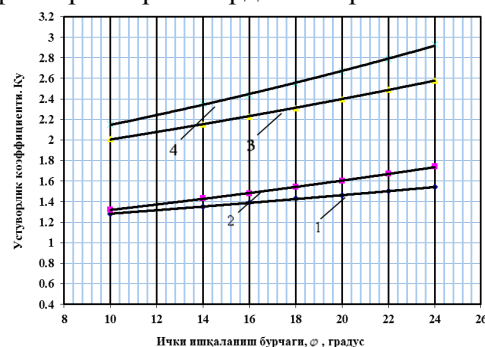
Тўртинчи қатлам кўрсаткичлари

$z_4=0.6$ м, $K_v=0.96$, $W_4=21.2\%$, $\gamma_{w4}=1.74$ т/м ³ , $\varphi_{w4}=13^\circ$, $c_{w4}=3.0$ т/м ²						
P_0^{cp}	4.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5
K_v	2.72	2.33	2.21	2.04	2.00	1.97
σ_{pi}	0.2	0.4	0.6	1.0	1.1	1.2
K_v	2.2	2.23	2.25	2.3	2.31	2.32
β_i^0	20	28	36	52	56	60
K_v	3.8	2.6	1.89	1.07	0	0.85
φ_{w1}	10	16	20	24	28	32
K_v	2.01	2.23	2.40	2.58	2.79	3.03
c_{w1}	1	2	3	4.0	5	6.0
K_v	1.48	1.71	1.94	2.1	2.4	2.63

Устуворлик коэффициенти талаб этилган қийматлардан кичик бўлган кўрсаткичлар алоҳида рангларда белгиланган. Жадвалдан олинган қийматлар асосида ҳар бир қатламнинг ётқизиши бурчаги, ички ишқаланиш бурчаги ва боғланиш кучи катталикларини устуворлик коэффициенти билан боғлиқлигини акс эттирувчи графиклар 1–3 расмларда келтирилган.



1-расм. Ётқизиши бурчаги ва устуворлик коэффициенти орасидаги боғлиқлик

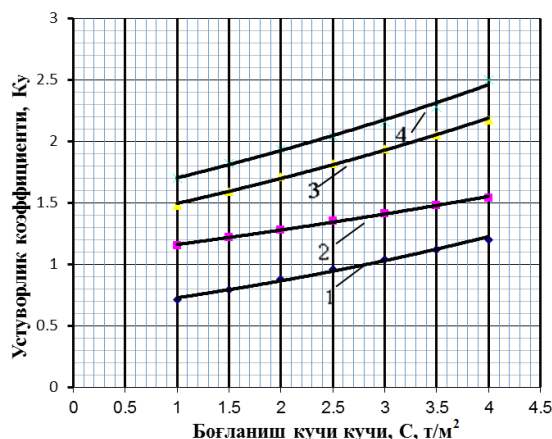


2-расм. Ички ишқаланиш бурчаги ва устуворлик коэффициенти орасидаги боғлиқлик

Олиб борилган тадқиқот ишлари натижасида қуйидаги хулосаларни қилиш мумкин.

1. Йўл кўтармаси ён қиялиги тиклигини ошириш ва устуворлигини таъминлашда геосинтетик материал ва грунт хусусиятини ҳисобга олган ҳолда олиб борилган ҳисоблаш ишлари ён қиялик ётқизиши $m=1:1.5$ бўлган кўтармаларни мос равишда $m=1:1$, $m=1:1.125$ ва $m=1:1.4$ ётқизиши ҳолатига эга бўлган кўтарма ҳолатида лойиҳалаш имконини беради.

2. Меъёрий ҳужжатларга кўра, кўтармани қатлам-қатлам кўринишида барпо этилишини назарда тутсак, ён қиялик тиклиги ошиши билан устуворлик коэффициенти камайиши кузатилади. Ўз навбатида, қўлланилган ифодалардаги силжишга қаршилиқ бурчак қийматларини ҳар бир қатламлар бўйича оширишни тақазо этади.



3- расм. Боғланиш кучи ва устуворлик коэффициенти орасидаги боғлиқлик: 1–4–кўтарма грунти қатламлари

3. Тузилган дастур асосида тадқиқотлар натижалари асосида қурилган графиклар таҳлили, таклиф этилган кўтармани ҳар бир қатлам ётқизишиш бурчаги ошиши билан устуворлик коэффициенти камайиб боришини кўрсатади. Жумладан, биринчи қатламда, иккинчи қатламда $\beta_i=44^\circ$, учинчи қатламда $\beta_i=44^\circ$, тўртинчи қатламда $\beta_i=40^\circ$ дан юқори бўлганда ушбу ҳолат кузатилади. Шунингдек, ҳар бир қатламдаги ички ишқаланиш бурчаги биринчи қатламда $\phi_{11}=24^\circ$, иккинчи қатламда $\phi_{11}=20^\circ$ дан кам бўлганда устуворлик коэффициенти кам бўлиши кузатилади. Боғлиқлик кучи биринчи қатламда $c_{w1}=6.8$ т/м², иккинчи қатламда эса $c_{w1}=4$ т/м², учинчи қатламда $c_{w1}=1.5$ т/м², тўртинчи қатламда эса $c_{w1}=2$ т/м² дан кам бўлган ҳолатда устуворлик коэффициенти камайиши кузатилади.

АДАБИЁТЛАР

- [1] Нгуен Тхай Хоанг. Оценка устойчивости грунтовых откосов гидротехнических сооружений с применением вариационного принципа. Воронеж, 2014. С.14–33.
- [2] Жабко А.В. Теория расчета устойчивости откосов и оснований. Анализ, характеристика и классификация существующих методов расчета устойчивости откосов // Известия Уральского горного университета. 2015. №4 (40). С 46–48.
- [3] Добров Э.М. Механика грунтов. Учебное пособие. М., 2007. –142 с.
- [4] Комилов С.И. Геосинтетик материаллар билан кучайтиришнинг йўл кўтармаси устуворлигига таъсири. Дис....PhD, 2019 й. –120 бет.
- [5] Хожметов Г.Х., Каюмов А.Д., Комилов С.И., Худайкулов Р.М. Изобретение на патент. №20170066. Устройство для определения механических свойств грунтов при взаимодействии с геосинтетическими материалами.
- [6] Бекмирзаев Д.А., Комилов С.И. Геосинтетик материал хусусиятини ҳисобга олган ҳолда кўтарма ён бағир қиялиги устуворлик коэффициенти аниқлаш бўйича дастур. Ўзбекистон Республикаси интеллектуал мулк агентлиги томонидан берилган гувоҳнома № DGU 20180276-2018 й.

Тошкент автомобиль йўллари лойиҳалаш,
қуриш ва эксплуатацияси институти

6.12.2019 й.
қабул қилинган

С.И.Комилов, А.А.Абдулхайзода. Зависимость коэффициента устойчивости от изменения показателей слоя насыпи

В статье проанализированы зависимость коэффициента устойчивости от изменения прочностных показателей грунтов, а также значений нагрузок и параметров геосинтетического материала с программным обеспечением.

S.I.Komilov, A.A. Abdulhaizoda. The dependence of the stability coefficient on changes in the indicators of the road embankment layer

The article provides indicators of the coefficient of stability when changing the strength characteristics of soils and the value of loads and parameters of the geosynthetic material with software.

А.У.МАМАЖОНОВ, Э.М.ЮНУСАЛИЕВ, Б.К.РАХМОНОВ, З.А.АБОБАКИРОВА

ОБ ОПЫТЕ ПРИМЕНЕНИЯ ДОБАВКИ АЦФ-ЗМ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ СБОРНЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ИЗДЕЛИЙ

Новым подходом на пути интенсификации производства бетонных и железобетонных изделий и конструкций является всемерное применение химических поверхностно-активных веществ. Удобноукладываемость пластифицированных бетонных смесей более целесообразно характеризовать виброформуемостью, что может дать на практике значительный технико-экономический эффект [1–7].

Установлена перспективность применения в качестве добавок к цементным бетонам ацетоформальдегидной смолы АЦФ-ЗМ полифункционального назначения. В статье изложены результаты анализа опыта применения добавки АЦФ для изготовления сборных железобетонных элементов широкой номенклатуры на Файзиабатском ССК. До начала производственного применения проведена корректировка составов бетонной смеси с добавкой АЦФ. Одновременно для сравнения выполнены испытания бетонной смеси и бетона с добавкой ВРП-1 (табл.1).

Таблица 1

Сравнения испытания бетонной смеси и бетона с добавкой ВРП-1

Марка бетона	Требуемая подвижность, см	Составляющие бетонной смеси						В/Ц
		цемент, кг/м ³	песок, кг/м ³	щебень, кг/м ³	вода, кг/м ³	ВРП-1, %	АЦФ-ЗМ, %	
200	1-3	315	770	1100	170	0.015	-	0.54
200	1-3	315	650	1300	155	-	0.1–0.15	0.49
200	4-6	320	670	1251	185	0.015	-	0.58
200	4-6	320	640	1280	165	-	0.1–0.15	0.51
200	14-16	360	710	1070	210	0.015	-	0.58
200	14-16	360	615	1230	180–190	-	0.1–0.15	0.5–0.52
300	1-3	360	755	1120	185	0.015	-	0.45
300	1-3	360	625	1250	153	-	0.1–0.15	0.43
300	7-9	385	630	1175	196	0.015	-	0.5
300	7-9	385	620	1240	165	-	0.1–0.15	0.43
400	4-6	520	600	1070	185	0.015	-	0.36
400	4-6	520	600	1200	160–170	-	0.1–0.15	0.3–0.33

Наиболее эффективное действие добавки АЦФ проявляют при определённом соотношении песка и щебня. С этой целью при корректировке составов наряду с другими составляющими бетонной смеси уточняли содержание песка и щебня.

В процессе испытания определяли объёмную массу, подвижность и виброформуемость бетонной смеси, а также прочность образцов пропаренного бетона. Смола АЦФ вводили в количестве 0.1–0.15% от массы цемента в пересчёте на сухое вещество. При этом сначала выявили влияние добавки на прочность бетона при одинаковых показателях подвижности по осадке стандартного конуса, затем при одинаковых показателях виброформуемости смеси. Результаты проведённых испытаний приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты испытания бетонной смеси с добавкой АЦФ

Марка бетона	Требуемая подвижность, см	Вид и количества добавки	Подвижность о.к., см	Прочность R, МПа	Время формирования, с	Объём Массы, т/м ³
200	1-3	ВРП-0.015	0	16,3	15	2.37
200	1-3	АЦФ-0.1	0	16,1	10	2.33
200	4-6	ВРП-0.015	3	15,0	15	2.30
200	4-6	АЦФ-0.15	5.5	12.9	10	2.15
200	14-16	ВРП-0.015	14	12.1	10	2.28
200	14-16	АЦФ-0.1	4	12.6	5	2.31
300	1-3	ВРП-0.015	2.5	12.9	10	2.32
300	1-3	АЦФ-0.15	1.5	17.0	10	2.30
300	7-9	ВРП-0.015	5	14.7	10	2.34
300	7-9	АЦФ-0.15	3.5	16.8	5	2.31
300	7-9	АЦФ-0.1	4	17.1	10	2.34
400	4-6	ВРП-0.015	4	29.2	15	2.44
400	4-6	АЦФ-0.1	1	39.2	15	2.37
400	4-6	АЦФ-0.15	2.5	32.8	10	2.38

Из анализа полученных данных видно, что добавка АЦФ позволяет сократить водопотребность бетонной смеси в зависимости от исходных требований на 9–20%. При этом виброформуемость бетонной смеси с АЦФ имеет одинаковые показатели в сравнении с бетонной смесью с добавкой ВРП-1; снижает расход песка в бетонной смеси: для получения смеси одинаковой удобоукладываемости при введении 0.15% добавки АЦФ объёмная масса бетонной смеси снижается за счёт воздухововлечения на 6–7%, а прочность образцов бетона находится на уровне показателей бетона с ВРП-1; при содержании 0.1% добавки АЦФ объёмная масса бетонной смеси практически одинакова с эталонными составами, а прочность образцов бетона увеличивается для марок 400 (о.к. 4–6см) и 300 (о.к. 1–3 см) соответственно на 14 и 22%; с учётом дополнительного прироста прочности бетона с добавкой АЦФ экономия цемента составляет 15 % а с ВРП-1 – 10%.

Добавка АЦФ применена на производстве при изготовлении сборных железобетонных изделий из бетона марок 200 и 300. Составы бетонной смеси и номенклатуры изделий приведены в табл. 3.

Таблица 3

Составы бетонной смеси и номенклатуры

Марка бетона	Требуемая подвижность, см	Составляющие бетонной смеси					Наименование изделий
		цемент, кг/м ³	песок, кг/м ³	щебень, кг/м ³	вода, кг/м ³	АЦФ-3М, %	
200	4-6	300	774	1245	96	0.1	Плиты
200	4-6	300	774	124	86	0.1	ПИС
300	7-9	450	833	990	125	0.1	Колонны
300	4-6	530	748	997	109	0.1	Ригели

В процессе испытаний определяли подвижность и объёмную массу бетонной смеси, а также прочность образцов бетона после пропаривания. Перед применением приготавливали водный раствор добавки соответствующей плотности (содержание составляло 0.1% от массы цемента) в специальных ёмкостях, откуда его подавали через дозатор в бетон-смеситель. Результаты опытно-производственных работ представлены в табл. 4.

Таблица 4

Результаты опытно-производственных работ с разной добавкой

Марка бетона	Требуемая подвижность, см	Вид добавки	Подвижность о.к., см	Прочность R, МПа	Объём массы, т/м ³
200	4-6	ВРП	4	144	2.18
	4-6	АЦФ	1	179	2.24
300	1-3	-	-	-	-
	1-3	АЦФ	2	250	2.3
300	7-9	ВРП	17	249	2.26
	7-9	АЦФ	10	327	2.28
300	4-6	АЦФ	6	384	2.34

Анализ опыта применения показал, что добавка АЦФ значительно улучшает виброформуемость бетонной смеси при сокращении водопотребности на 10–19%. Показатели объёмной массы образцов бетона с АЦФ, изготовленных из проб бетонной смеси производственного приготовления, находятся на уровне тех же показателей бетона с ВРП-1. Достигнутый уровень экономии цемента в производственных условиях составил 14–16% при требуемых качестве и прочности изделий.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Тахиров М.К., Борисов М.Е., Норов Р.А., Соломатов В.И. Эффективные добавки к бетону // Информационный листок УЗНИИТИ. Серия «Промышленное, гражданское и сельское строительство». Ташкент, 1981.
- [2] Состояние и перспективы разработки и применение химических добавок для бетона в условиях Узбекистана. Тезисы докладов республиканского совещания. 3–4 мая 1982 г. Ташкент, 1982.
- [3] Рекомендации по применению ацетоноформальдегидных смол в качестве добавки к бетону. Госстрой Уз.Ташкент, 1982.
- [4] Goncharova N. I., Abobakirova Z. A., Kimsanov Z. Technological Features of Magnetic

Activation of Cement Paste // Advanced Research in Science, Engineering and Technology. Vol. 6. 2019.

- [5] Гончарова Н.И., Абобакирова З.А. Изучение технологических факторов магнитной активации цементного теста // Молодой учёный. Международный научный журнал. М., 2019. №23 (261). С. 105–106.
- [6] Гончарова Н.И., Абобакирова З.А., Абдурахманов Д., Хазраткулов У. Молодой учёный. Международный научный журнал. М., 2016. №7 (III). С. 53–57.
- [7] Абобакирова З.А. Методика определения относительных деформаций бетона с добавками полиакрилатов // Евразийский Союз ученых (ЕСУ) Москва, 2018. №11(56). Часть 9. (РФ). С. 4–7.

Ферганский политехнический институт

Дата поступления
5.12.2019

А.У.Мамажонов, Э.М. Юнусалиев, Б.Қ.Рахмонов, З.А.Абобакирова. Йизма темирбетон элементларни ишлаб чиқаришида АЦФ-3М қўшимчасидан фойдаланиш тажрибаси ҳақида

Файзиобод қишлоқ қурилиш комбинати (ҚҚК)да кенг ассортиментдаги темирбетон элементларни ишлаб чиқариш учун АЦФ-3М қўшимчасидан фойдаланиш тажрибасини таҳлил қилиш натижалари тақдим этилган. Қўп функцияли таъсирга эга 0,1% АЦФ-3М қўшимчасидан фойдаланиш одатий портландцемент учун қабул қилинган стандарт шароитларда буғ билан қопланган бетоннинг титратиби ишибалашган ва мустахкамлигига ижодий таъсир қилади. Шу билан бирга, темирбетоннинг сифати яхшиландива конструкциялар турига қараб 14–16% цемент тежашга эришилди.

A.U. Mamajonov, E.M. Yunusaliev, B.Q. Rakhmonov, Z.A. Abobakirova. About experience of application of acf-3m additive in the production of combined reinforced concrete products

The results of the analysis of the experience of using the additive ACF-3M for the manufacture of precast concrete elements of a wide range at the Fayziabad rural construction plant (SSK) are presented. The use of 0.1% additives ACF-3M multi-functional action has a positive effect on the vibro-formability and strength of concrete, steamed structure under standard conditions adopted for conventional Portland cement. At the same time, the quality of precast concrete was improved and 14–16% cement savings were obtained, depending on the type of structures.

ХРОНИКА

ОБ УЧЕНЫХ - МЕХАНИКАХ, ВНЕСШИХ ВКЛАД В РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ И ПРАКТИКИ ХЛОПКОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Президентом Республики Узбекистан уделяется большое внимание взаимосвязанной системе производства, сервисного обслуживания и оказания механизированных услуг сельскохозяйственным товаропроизводителям, дальнейшей модернизации, техническому и технологическому перевооружению предприятий сельскохозяйственного машиностроения, что отражено в Указе Президента Республики Узбекистан № УП-4857 от 17 ноября 2016 г. «Об образовании акционерного общества «Узагротехсаноатхолдинг», Постановлениях Президента Республики Узбекистан №ПП-3117 от 7 июля 2017 г. «О мерах по дальнейшему развитию научно-технической базы в сфере сельскохозяйственного машиностроения» и № ПП-4410 от 31 июля 2019 г. «О мерах по ускоренному развитию сельскохозяйственного машиностроения, государственной поддержке обеспечения аграрного сектора сельскохозяйственной техникой».

По этому направлению в Институте механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева (ИМиСС) АН РУз совместно с рядом НИИ, вузов, КБ и предприятий АО «Узагротехсаноатхолдинг» выполняются научно-исследовательские и инновационный проекты по технической и технологической модернизации отечественной хлопкоуборочной машины для разового сбора хлопка в условиях рискованного земледелия.

В связи с этим кратко ознакомимся с научно-исследовательскими работами, выполненными в ИМиСС АН РУз. Развитие исследований по созданию отечественных вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин и их уборочных аппаратов связано с именами инженера Л.М. Роземблума, академиков М.Т. Уразбаева, Х.А. Рахматуллина, Х.Х. Усманходжаева, А.Д. Глушенко, О.В. Лебедева, лауреатов госпремии К.М. Иногамова, И.Х. Файзиева и мн. др.

С первых дней создания Института механики (декабрь 1959 г.) были образованы лаборатории по пневматическим (рук. М.Исмаилов) и механическим (рук. Л.М. Роземблум и А.А. Каримов) хлопкоуборочным машинам. Дальнейшие исследования показали надежность и перспективность работ по механическим хлопкоуборочным машинам с вертикально-шпиндельными и горизонтально-шпиндельными уборочными аппаратами. Изучена работоспособность уборочных аппаратов с дисковыми рабочими органами, установленными на вертикальных валах вдоль посева растения хлопчатника (П.С. Немков), но они не дали устойчивые показатели по полноте сбора хлопка. Уборочные аппараты с ротационными зубчатыми вертикальными валами – прямоточные аппараты исследовались К.М. Иногатовым и В.Г. Бережным.

Динамике и устойчивости движения навесных 3-колесных хлопкоуборочных машин с симметричным и асимметричным расположением уборочных аппаратов посвящены исследования М.Т. Уразбаева, Т.Р. Рашидова, Х.А. Алимова. Изучению расположения центра массы бункера и динамики с учетом перемещения массы бункера за счет поступающего в него хлопка посвящены работы Г.С. Кузибаева, Ш.П. Алимухамедова.

Фундаментальным исследованиям в области планетарных и дифференциальных механизмов и приложения их к вертикально-шпиндельным аппаратам посвящены труды Х.Х. Усманходжаева, А.Д. Глушенко, Н.С. Мюнстера, И.Х. Файзиева, О.С. Джаббара, Я.П. Ладяса, К.А. Каримова, А.А. Ризаева и др.

Теории и практике хлопкоуборочных машин, их уборочных аппаратов и рабочих органов: барабанов, шпинделей, съемников, приводов рабочих органов посвящены исследования А.Д. Глушенко, Л.М. Роземблума, А.А. Каримова, Б.Д. Иозефович, А.А. Вахрамова, Ш.З. Бахтиярова, А.Каримова, А.Г. Стрижевского, М.Шоумаровой, И.Х. Файзиева, К.М. Иногамова, В.Г. Бережного, П.Каюмова, Т.Ю. Аманова, Х.Ильсова, А.Усманова, Н.Мирзаева, Р.Х. Маликова, А.Идрисова, З.Х. Иззатова, И.Иргашева, Х.Туранова, Р.И. Каримова, А.Икрамова, А.А. Ризаева, М.Т. Тошбалтаева, М.Юлдашева, Р.Х. Худайкулиева, А.Т. Йулдашева, Н.Баратова, У.Абдувалиева и мн.др.

В Институте механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз с 1966 г. были начаты разработки по принципиально новой инновационной конструкции шпинделя. Под руководством академика Х.Х. Усманходжаев, К.М. Иногатовым и И.Х. Файзиевым была разработана составная конструкция шпинделя, включающая несущий стержень с приводным роликом и подшипниковыми опорами и надежный на стержень с определенным технологическим зазором захватывающий элемент в виде цилиндрической пружины.

Сущность инновационного технического решения состоит в обеспечении захватывающему элементу в виде цилиндрической пружины бесконечного числа степеней свободы, благодаря упругости его витков и их свободным колебаниям вокруг и вдоль несущего стержня шпинделя. Во время работы барабан в уборочном аппарате шпиндели, реверсивно вращаясь вокруг своей оси, позволяет упругому захватывающему элементу очищаться от загрязнений, а также в определенной степени от зазеленений и замоток, что приво-

дит к стабильному выполнению технологии сбора и повышению производительности машины. Подобное техническое решение отсутствует в известных конструкциях шпинделей.

Проведенные в 1972 г. государственные испытания хлопкоуборочных машин (2- и 4-рядных) в САМИС (ныне – УзГЦИТТ) подтвердили работоспособность и стабильность работы уборочных аппаратов с составными шпинделями с двухсторонней насечкой зубьев на ленте заготовки захватывающего элемента. На государственных испытаниях 1978 г. было зафиксировано повышение производительности машин на 18,2%, а на сборе длинноволокнистого хлопка в 1980 г. – на 24%. Испытания в Болгарии в 1985 г. показали повышение производительности 4-рядной машины на 34%. По данным ПО «Ташсельмаш», с 1975 по 2008г. были изготовлены составные шпиндели в сборе более 5,2 млн шт., отдельно захватывающие элементы – свыше 4,1 млн шт. Ныне этими шпинделями оснащаются машины типа МХ-1,8 и МХ-2,4.

В настоящее время при поддержке руководства АН РУз, Министерства инновационного развития, МСХ РУз, АО «Узагротехсаноатхолдинг» проводятся исследования по модернизации хлопкоуборочных машин типа МХ (МХ-1,8, МХ-2,4) с усовершенствованием уборочных аппаратов за счет применения 14-шпиндельных барабанов с универсальными составными шпинделями для сбора средне- и длинноволокнистых сортов хлопка и снижения энергоемкости и металлоемкости за счет сокращения местных аэродинамических сопротивлений в пневмотранспортной системе. На уровне новых инновационных разработок будут созданы уборочные аппараты с эпициклическим приводом шпинделей в рабочей камере и менее энергоемкой приемной камерой уборочных аппаратов.

Наличие материально-технической базы, специально построенное здание с лабораторными корпусами, механические мастерские, приборы и оборудование с вышеотмеченным исследовательским потенциалом позволили разработать, создать, проводить эксперимент и рекомендовать в реальный сектор экономики уборочные аппараты различных конструкций: 2-кратной и многократной (3-, 4-) обработкой кустов хлопчатника, самоочищающиеся составные шпиндели, механизмы навески уборочных аппаратов, технологии изготовления винтовых зубчатых захватывающих элементов в виде цилиндрической пружины, оболочковые составные шпиндели, нижние опоры шпинделей в виде сайленд-блока, диаметральный вентилятор различной конструкции и др.

На сайте «kun.uz» (04.12.2019) председателем АО «Узагротехсаноатхолдинг» Н.С. Отажоновым было высказано, что в 2020 году более 50% урожая хлопка в Ташкентской, Сырдарьинской, Джизакской и Кашкадарьинской областях Узбекистана будут собраны машинами. Благодаря целенаправленной политике Президента РУз Ш.М. Мирзиёева в области агропромышленного комплекса имеющийся научно-технический, производственный потенциал республики по сельхозмашиностроению, особенно производству современных высокопроизводительных хлопкоуборочных машин, будет обеспечивать успешную реализацию этих высказываний председателя ОА «Узагротехсаноатхолдинг».

С 2017 г. по настоящее время благодаря активной поддержке со стороны МСХ РУз, АО «Узагротехсаноатхолдинг», Министерства инновационного развития Узбекистана в Институте механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз совместно с НИИ, вузами, АО БМКБ-Агромаш, ООО КТЦ при холдинге выполняются фундаментальный, прикладные и инновационный проекты на кластерной основе, которые являются базой для дальнейшей модернизации отечественных хлопкоуборочных машин и повышения экспортного потенциала предприятий ОА «Узагротехсаноатхолдинг».

Д.т.н., проф. А.А. Ризаев

ОБ УСМАНХОДЖАЕВЕ Х.Х.

Первая наша встреча с Халимом Хайдаровичем произошла во дворе ГСКБ по машинам для хлопководства где-то в 1979 г. Мы рядом с отделом исследований хлопкоуборочных машин с группой конструкторов и исследователей осматривали только что вышедшую из экспериментального цеха новую хлопкоуборочную машину. Ко мне подошел плотный улыбающийся человек средних лет и представился Усманходжаевым Халимом Хайдаровичем.

Конечно, я и раньше слышал о нем, видел его много раз на испытаниях и смотрах уборочной техники, но близко не был знаком. Я тогда работал заместителем Генерального конструктора по научной работе, Халим Хайдарович возглавлял направление работ по хлопкоуборочной технике в Академии наук Узбекской ССР. Практически все работы в академии были сосредоточены в Институте механики и сейсмостойкости сооружений (ИМиСС) АН РУз.

К тому времени в мире, в основном, использовались две технологии сбора хлопка: горизонтально-шпиндельная и вертикально-шпиндельная. Осуществлялось это горизонтально-шпиндельными и вертикально-шпиндельными аппаратами. Первая технология использовалась при полном (85–90%) раскрытии коробочек хлопчатника и позволяла убрать урожай хлопка за один проход машины. Вторая – при раскрытии 55–60% коробочек и позволяла убрать урожай хлопка за два прохода машины.

Это был звездный час Узбекской вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины. Парк машин насчитывал более 40 тыс. единиц. Ими убиралось более 65 процентов урожая хлопка. Но была у этих машин огромная техническая и технологическая проблема – это главный рабочий орган – шпиндель. Вертикально расположенный нарезной шпиндель отечественной хлопкоуборочной машины быстро зазеленялся, зубчики шпинделей теряли свою захватывающую способность, качество сбора хлопка падало.

Над стабильностью работы шпинделей на тот период трудились специалисты завода «Ташсельмаш», ГСКБ по машинам для хлопководства, САИМЭ, ИМиСС АН РУз и др.

Проблема зазеленения шпинделей была и у горизонтально-шпиндельных машин, но она была успешно решена их смачиванием в процессе работы машины специальными увлажняющими подушечками. Этот метод для вертикального шпинделя эффекта не дал. Вода стекала с вертикального шпинделя и концентрировалась в его нижней части. В результате шпиндель переувлажнялся, волокна хлопка наматывались на шпиндель, который переставал работать. Кроме того, увлажнялся и сам собранный хлопок.

Пробовали использовать кардные очистители шпинделей, щеточные, пластинчатые и др. Ничего не помогало сохранить стабильность работы вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата. Оставалось только периодически останавливать хлопкоуборочную машину и специальными металлическими щетками под струей воды очищать поверхность шпинделей. Это снижало производительность вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин.

Думал над этой проблемой и академик Х.Х. Усманходжаев со своими учениками. Халим Хайдарович был очень настойчивым человеком. Не терял веру в успех в самых сложных условиях. Это его настойчивость, организаторский талант, умение раз за разом доказывать свою правоту привели к конечному успеху. Была создана конструкция и технология изготовления самоочищаемого составного (витого) шпинделя.

Принцип работы самоочищаемого шпинделя описывался много раз. Защищено по этой проблеме много диссертаций. А проблем было много: конструктивных, технологических, производственных и др. Надо было глубоко изучить сам способ вертикально-шпиндельного сбора хлопка, закономерности процесса зазеленения поверхности шпинделя.

Х.Х. Усманходжаеву и его соратникам К. Иногамову, И.Файзиеву и др. удалось выдвинуть научно обоснованную гипотезу самоочищения шпинделя и смоделировать сам процесс самоочищения. Совместно с конструкторами была отработана конструкция составного шпинделя. Теперь нужно было подобрать марку стали составного элемента шпинделя, профиль пружинной ленты, технологию производства специальной профильной ленты, найти изготовителей ленты, разработать технологию нарезки зубчиков, термообработку выходящей ленты и ряд других вопросов.

Как видим, успех создания нового шпинделя решался во многих организациях, институтах и предприятиях. И именно Халим Хайдарович Усманходжаев своим упорством и волей, своим авторитетом смог объединить усилия всех участников этого научно-производственного процесса. На протяжении всех этих работ мы с Халимом Хайдаровичем не теряли контакта. Уже будучи главным инженером ВПО «Союзмашлопководство», я оказывал содействие работам Х.Х. Усманходжаева в силу своих возможностей.

Производство пружинной ленты специального профиля организовали на двух предприятиях России. Технология изготовления (насечка зубьев, навивка ленты, термообработка) составного шпинделя была разработана НПО «Технолог», производство организовали на заводе «Ташсельмаш». Испытания хлопкоуборочных машин проводились в САМИС, оценка качества хлопка-сырца, собранного составным шпинделем, производилась в отечественном институте «ЦНИИХПром», оценка текстильных свойств хлопка-волокна – в Союзном институте «ЦНИИХБИ». Огромную помощь во внедрении составного шпинделя оказало руководство Республики Узбекистан.

За создание конструкции и технологии изготовления самоочищающегося шпинделя его разработчикам присудили государственную премию им. Беруни: Х.Х. Усманходжаеву, К.М. Иногамову, И.Х. Файзиеву (ИМиСС АН РУз), Н.Б. Бареру, М.Н. Маркову (ГСКБ по машинам для хлопководства), Ю.И. Хошеву (НПО «Технолог»), А.Ш. Ягудину (З-д «Ташсельмаш»).

Сегодня при полном раскрытии коробочек хлопчатника и хорошей дефолиации проблема зазеленения шпинделей не стоит так остро. Однако ученым, конструкторам, всем, кто связан с механизированным сбором хлопка, необходимо решить новую проблему – добиться уборки урожая хлопка вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машиной за один проход (94–95%).

Для горизонтально-шпиндельной хлопкоуборочной машины эта проблема не актуальна. Горизонтальный шпиндель более активен, при сборе хлопка он проникает в куст, а вертикальный шпиндель более избирателен – он обжимает куст хлопчатника.

Думаю, опираясь на научное наследие академика Х.Х. Усманходжаева и его учеников, в содружестве с конструкторами, производственниками, работниками сельского хозяйства и эта проблема будет успешно решена.

Д.т.н., проф. Р.Матчанов

АКАДЕМИКУ САРВАРУ МУКАДИРОВИЧУ КАДИРОВУ – 80 ЛЕТ



Сарвар Мукадирович – известный ученый мирового масштаба, педагог высшей категории, наставник молодёжи, талантливый руководитель и организатор. «Заслуженный деятель науки Узбекистана» (1989), Член-корреспондент Узбекской академии сельскохозяйственных наук (1991). «Заслуженный работник транспорта Каракалпакстана» (2000). Общий стаж научно-педагогической работы – 58 лет.

Доктор технических наук, профессор Сарвар Кадилов родился в 1940 г. 11-го февраля в г. Ташкенте. Его отец Мукадир, имея 5-детей, добровольно ушёл на фронт Второй мировой войны и погиб в 1944 г. в Молдавии. Мать Хожиябону воспитала пятерых сирот и среди них Сарвара. Он окончил в 1957 г. школу с золотой медалью, поступил на механический факультет Ташкентского политехнического института (ныне – Ташкентский государственный Технический университет), которой окончил в 1962 г. дипломом с отличием.

В 1969 г. защитил кандидатскую диссертацию в МАДИ, а в 1984 г. в Ленинградском сельскохозяйственном институте (ЛСХИ) докторскую диссертацию на тему: «Решение проблемы повышения топливно-энергетических и ресурсных показателей мобильных машин в условиях высоких температур и запыленности воздуха». ВАК СССР вручил ему диплом доктора в 1987 г., после 3-летней борьбы с анонимщиками.

Основные направления научной деятельности С.Кадырова:

- повышение эксплуатационных и ресурсных показателей автотракторных дизелей в условиях Средней Азии;
- прогнозирование показателей двигателя внутреннего сгорания (ДВС) при использовании различных топлив (дизтопливо, газоконденсатов и природных газов);
- разработка конструкции дизеля с керамическими деталями;
- разработка конструкции и создание узбекских автомобилей: САНО; Уз-Фермер, УАЗ тюнинг;
- разработка конструкции бензинового двигателя и дизеля с Генератором водорода.

В 1976 г. впервые С.Кадиловым был переведён и издан учебник на узбекском языке «Автомобиль двигателлари». В 1980–1992 гг. им изданы учебники на узбекском и русском языках: «Ички ёнув двигателлари», «Двигатель ва автомобиллар назарияси», «Долговечность автотракторных дизелей в условиях Средней Азии», «Автомобильные и тракторные двигатели», «Автомобиль ва трактор двигателлари». По его учебнику «Автомобильные и тракторные двигатели» обучаются студенты 15 стран Востока (Индии, Китая, Турции, Ирана, Египта и в др.).

В 1989 г. за вклад в науку ему присвоено почётное звание «Заслуженный деятель науки Узбекистана».

В 1991 г. С.Кадилов избирается членом-корреспондентом Узбекской академии сельскохозяйственных наук: в истории Ташкентского автомобильно-дорожного института (ТАДИ) – первый академик. В 1995 г. за новые конструкции воздухоочистителя, топливного бака и за учебник «Автомобильные и тракторные двигатели» С.М. Кадилов был удостоен Международной премии имени Аль-Хорезми – единственный учёный – узбек.

В 1986–1996 гг. С.Кадилов заведовал кафедрой «Производство и ремонт автомобилей» и поднял её авторитет до Республиканского уровня.

В 1995 г. Президент назначает С.Кадилова на должность ректора ТАДИ, где он успешно проработал 10 лет. В период его ректорства институт обрел Международный авторитет, поднялось качество подготовки кадров, проводилась целенаправленная работа с одаренной молодёжью. До 2005 г. в ТАДИ функционировал единственный в Республике факультет одаренных студентов и магистрантов.

С.Кадилов отличник высшего образования СССР и УзССР, академик ряда Международных академий: Нью-Йоркской, Информатизации, Инженерной и Гуманизма. Почётный профессор МАДИ (ГТУ), МГТУ «МАМИ» и ДжизПИ.

С 2005 г. – профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания и экология». Под его руководством подготовлены 12 кандидатов и 3 доктора наук. Он внес значительный вклад в науку по двигателестроению и автомобилестроению. С.Кадилов имеет свою научную школу.

В 2003–2010 гг. С.М. Кадиловым изданы на узбекском языке (на латыни и кириллице) несколько учебников: «Ички ёнув двигателлари», «Двигателлар ва автомобиль назарияси», «Автотрактор двигателлари», Автотракторные словари, а также ряд художественных книг («Ушалган орзулар», «Наука жить достойно», роман «Якин ўткан кунлар», «Недавно минувшие дни», автобиографический роман «Такдир»).

В 2007 г. учебник профессора С.М. Кадилова «Автомобильные и тракторные двигатели» был переиздан в Москве и рекомендован Министерством науки и образования РФ в качестве учебника для технических университетов. Этот учебник в 2013 г. был издан в Индии на английском языке под названием: “Inter-

nal combustion engines” и распространён по всему миру. В 2016 г. его автобиографический роман “Такдир” был издан в США на английском языке под названием “The Fate” и установлен на сайт «Амазон». В 2019 г. по его автобиографическому роману “Такдир” и по киноочерку “Ойбек ва Ойдин” был снят телесериал из 15 серий “Умринг ўн лахзаси” и три раза показан по телевидению.

С.М. Кадилов опубликовал более 150 учебников, учебных пособий, словарей, монографий и художественных книг, свыше 300 научных статей и 10 авторских свидетельств. В 2019 г. совместно со своей дочерью Ойдин на основании полученного им Патента создал первый Узбекский легковой автомобиль – САНО, а также электронную версию «Русско-английско-узбекский технический словарь», которая размещена в Интернете. В том же году С.М. Кадилов удостоен звания «Лучший профессор-педагог года».

Художественные книги С.М. Кадилов посвящены независимости Узбекистана, борьбе с терроризмом, науке, знаниям, воспитанию и обязанностям молодежи, уважению к наставникам и как стать современным специалистом и ученым. Он добр и справедлив, талантливый последователь своих наставников. С.М. Кадилов пользуется заслуженным уважением не только в Республике, но далеко за ее пределами.

Редколлегия журнала «Проблемы механики» поздравляет Сарвара Мукадиловича Кадилова с юбилеем, желает ему здоровья, семейного счастья и больших творческих успехов.

Редколлегия журнала

ЎЗБЕКИСТОННИНГ МЕХАНИК ОЛИМЛАРИ

БЕГМАТОВ АБДУВАЛИ (1939)

Суюклик механикаси ва амалий математика соҳасида таникли олим, физика-математика фанлари доктори, Абу Райхон Беруний номидаги давлат мукофоти совриндори, профессор.

У 1939 йили 25 апрелда Тошкент шаҳрида таваллуд топган. 1956 йили Тошкент давлат университетининг (ҳозирги ЎЗМУ) механика–математика факультетига ўқишга кириб, 1961 йили тамомлаган. Шу йили ТошДУ нинг туташ мухитлар механикаси кафедрасига аспирант қилиб қабул қилинган. У 1963 йилдан аспирантурада ўқишни ва илмий изланишларини Россия (собиқ СССР) ФА Сибир бўлимининг гидродинамика институтида академик П.Я. Полубаринова–Кочина раҳбарлигида давом эттирган. Натижада 1965 йили «Грунт сувларининг вертикал дренаж кудукларига ностационар очишининг айрим масалалари» мавзусида номзодлик диссертациясини муваффақиятли ҳимоя қилиб, физика-математика фанлари номзоди илмий даражасига эга бўлган.

Олим педагогик фаолиятини 1965 йили ТошДУ механика – математика факультетининг туташ мухитлар механикаси кафедрасида ассистент, катта ўқитувчи (1966 – 1967 йй.), доцент (1967 – 1971 йй.), ЎЗР ФА В.И. Романовский номидаги математика институти дифференциал тенгламалар бўлимининг катта илмий ходими (1971 – 1975 йй.), амалий математика бўлимининг мудири (1975 – 1980 йй.), ТошДУнинг амалий математика ва механика факультети декани ва умумий математика кафедраси мудири (1980 – 1985 йй., 1992 – 1994 йй.), туташ мухитлар механикаси кафедраси мудири (1984 – 1997 йй.), университетнинг ўқув ишлари бўйича проректори (1985 – 1986 йй.), назарий ва татбиқий механика кафедраси мудири (1997 – 2011 йй.), 2011 йилдан ҳозиргача “Механика ва математик моделлаштириш” кафедраси профессори лавозимларида ишлаб келмоқда.

А. Бегматов 1975 йили физика – математика фанлари доктори илмий даражасини олиш учун “Ностационар фильтрациянинг айрим чизиқли ва чизиксиз масалалари” мавзусидаги диссертациясини муваффақиятли ҳимоя қилган. Унга 1967 йили “Доцент”, 1982 йили “Профессор” илмий унвонлари берилган.

Унинг илмий изланишлари қуйидаги йўналишларга оид:

- эллиптик ва параболик типлардаги тенгламалар билан тавсифланувчи эркин чегарали (яъни масала қаралаётган соҳанинг ҳаракатчан чегараси тўла ёки қисман номаълум бўлган) масалалар ва интегро – дифференциал тенгламаларни ечиш методлари;

- кўп фазали мухитлар механикаси ва биомеханика;

- ўзанли оқимлар ва чўкиндилар ҳаракати;

- сугориш ва мелиорацияга оид математик фильтрация масалалари.

Проф. А. Бегматов кўп йиллардан бери номзодлик ва докторлик диссертацияларини ҳимояга қабул қилиш ваколатига эга бўлган Ихтисослашган Кенгашлар ишида фаол иштирок этиб, юқори малакали кадрларни тайёрлашга ҳам салмоқли ҳисса қўшган. У 1993 йилдан 2009 йилгача университетда ташкил этилган Ихтисослашган Кенгаш раиси сифатида муваффақиятли фаолият кўрсатган. “Механика муаммолари” Ўзбекистон журналининг таҳририят аъзоси сифатида таҳририятга келган мақолаларнинг юксак илмий савияси учун жонбозлик кўрсатиб келган.



Олим 1 та монография, 3 та ўқув қўлланма ва 132 дан ортиқ илмий мақолалар эълон қилган. Уларнинг катта қисми Россиянинг марказий илмий нашрларида (ПММ, Механика жидкости и газа, ПМТФ ва ҳ.к.) чоп этилган. У 1985 йилда Россиянинг назарий ва татбиқий механика бўйича Миллий қўмитаси аъзоси этиб сайланган.

Олимнинг илмий-педагогик фаолияти давлатимиз томонидан юксак баҳоланган. Унга 1985 йили математиканинг замонавий масалалари ва унинг татбиқида оид тадқиқотлар туркуми учун фан ва техника соҳасидаги Абу Райхон Беруний номидаги давлат мукофоти берилган. Фан ва таълимни ривожлантиришдаги катта хизматлари учун "Меҳнат шухрати" ордени (2004 й.) ва Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта махсус таълим вазирлигининг "Фахрий ёрлик" лари билан тақдирланган.

Асосий асарлари:

1. Краевые задачи для уравнений теплопроводности. Методы решения. Ташкент: ТашГУ, 1984. – 51 с.
2. Задачи нестационарной фильтрации в областях с подвижной границей. Ташкент: Фан, 1991. – 136 с.
3. Тензор ҳисоб элементлари // Ўқув қўлланма. Тошкент: Университет, 1993. – 91 б.
4. Model of wind transpot of salt and sand from Aral sea basin. Physics of vibrations. 2003, Vol. 11, P. 55–62.
5. Longitudinal Waves in a Saturated Porous Medium // Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. 2019. No.60(1). P. 46–52.

У ҳақидаги адабиётлар:

1. Физика-математика фанлари доктори, профессор, Абу Райхон Беруний номидаги Республика давлат мукофоти совриндори Абдували Бегматов – 80 ёшда. Буклет. Тошент. ЎЗМУ математика факультети илмий Кенгаши, 2019 йил 25 апрел.
2. Матвиевская Г.П., Мухамедханова Р. Очерки истории математики. Ташкент: Фан, 2001. С. 201 – 204.
3. Собиров М. Тошкент давлат дорилфунуни етиштирган олимлар. Тошкент: Фан, 1990. 16–17 бетлар.
4. Исломов А.И. Ўзбекистонда олий математика таълими. Тошкент: Ўқитувчи, 1991. – 45 б.

ҚОДИРОВ БАҲРОМ ҒОФУРОВИЧ (1940)



Пахтани дастлабки ишлаш технологияси, олий таълимни ташкил этиш ва ривожлантириш бўйича йирик мутахассис, техника фанлари доктори, профессор.

У 1940 йил 12 октябрда Қўқон шаҳрида таваллуд топган. 1962 йилда Тошкент ТЕСИ ни "Пахтани дастлабки ишлаш" технологияси бўйича тугатган.

1962-1963 йилларда Термиз пахта тозалаш заводида смена бошлиғи, 1963 йилда Қарши пахта тозалаш заводида Бош муҳандис, 1965 йилда Қашқадарё вилоят комсомол-ёшлар қўмитаси котиби, 1967 – 1970 йилларда Тошкент тўқимачилик ва енгил саноати институти аспиранти, 1970–1975 йилларда "Пахтани дастлабки ишлаш" кафедрасида ассистент, катта ўқитувчи, доцент лавозимларида ишлаган. 1975 – 1980 йилларда институт партия ташкилоти котиби, 1980 – 1987 йилларда шу институт ректори, 1987–1989 йилларда йўлланма билан собик Иттифок Олий ва ўрта махсус таълим вазирлигида олий таълим бош бошқармаси бошлигининг биринчи ўринбосари, 1989–1992 йилларда Ўзбекистон Республикаси Халқ таълими вазирлиги олий таълим бош бошқармаси бошлиғи, 1992 – 1994 йилларда эса вазир ўринбосари, 1994-2005 йилларда Низомий номидаги Тошкент давлат педагогика институти (ҳозирда Университет)нинг ректори, 2005 йилдан буён ТТЕСИ "Пахтани дастлабки ишлаш" кафедрасида профессор лавозимида ишлаб келмоқда.

Илмий ишлари пахтани дастлабки ишлаш технологияси, республикада олий таълимни ташкил этиш ва ривожлантиришга бағишланган. 1972 йилда техника фанлари номзоди илмий даражасини олиш учун "Валикли пахта заводларда толани тозалаш технологик жараёнларини тадқиқ этиш" мавзусида, 1994 йилда техника фанлари доктори илмий даражасини олиш учун "Пахта толасини сақлашга доир технологик жараёнларни оптималлаштиришни ишлаб чиқиш" мавзусида диссертация химоя қилган. 1975 йилда "Доцент", 1998 йилда "Профессор" илмий унвониغا сазовор бўлган. У 167 дан ортиқ илмий мақолалар ёзган, 29 та илмий ихтироси учун муаллифлик гувоҳномасини олган, 4 та дарслик, 3 та монография, 10 дан ортиқ ўқув қўлланмалар нашр этдирган. Олим 9 та фан номзоди таёрлаб етиштирган.

У айниқса, 1994–2005 йилларда Низомий номидаги Тошкент давлат педагогика институтида ректорлик даврида, бир қатор тадбирларни амалга оширган. Жумладан, институт университетга айлангач Республикада илк бор "Инновацион технологиялар маркази"ни, Университетда "Магистратура таълим маркази"ни ташкил этган. "Педагогик таълим" илмий-назарий-методик журналин ташкил қилиб, унга муҳаррирлик қилган. Университетда "Маърифат йўлида" ва "Педагог" номли кўп нусхали газеталар чоп этилиши янгидан тикланган. Республика олий ўқув юртлараро илмий-методик ишларни мувофиқлаштирувчи Кенгашнинг "Таълим" шубҳасига раислик даврида биринчи бўлиб "Бакалаврият тўғрисидаги Низом", "Магистратура тўғрисидаги Низом", "Узоқ муддатли педагогик амалиёт тўғрисидаги Низом", "Олий педагогик таълим давлат классификатори 140000 – ўқитувчилар тайёрлаш ва педагогик фанлар" классификаторини яратиб, олий педагогик таълимнинг 24 та бакалаврият йўналиши ва 35 та магистратура ихтисослиги давлат таълим андозалари ва намунавий ўқув режаларини яратган.

Республикада биринчи бўлиб, олий ўқув юртлараро масофадан туриб ўқитиш, илмий анжуманлар ўтказиш усулларини яратган ва амалда жорий этган. Университетда фан докторлари сафини ёшартириш

мақсадида “Ёш фан докторлари” семинарини ташкил қилиб, уларга илмий – амалий ёрдам берган. Натижада, педагогика, тарих, психология, тил – адабиёт, химия, биология, физика фанларидан фан докторлари ва фан номзодлари сони ошган. Университетнинг илмий салоҳияти 1994 йилда 44 фоизни ташкил этган бўлса, 2005 йилда 68 фоизга кўтарилган.

Олимнинг самарали илмий – педагогик фаолияти давлатимиз томонидан муносиб тақдирланган. 1981 йилда собиқ Иттифоқнинг “Ҳурмат белгиси”, 1986 йилда “Октябрь революцияси” ордени, 1984 йилда ВДНХ олтин медали билан мукофотланган. 1991 йилда Ўзбекистон Республикаси биринчи Президентининг “Фахрий ёрлиғи” ва Қорақалпоғистон Республикаси Жуқари Кенгашининг “Фахрий ёрлиғи” билан мукофотланган.

Асосий асарлари:

1. О взаимодействии летучки с колосником при очистке хлопка-сырца от крупных сорных примесей. – Изв. АН РУз. Серия техн. наук, 1984. № 4. – 0,25 п.л. (в соавторстве).
2. Теория и практика сушки хлопка-сырца. Учебник. Ташкент: “Ўқитувчи”, 1982. –11,76 п.л. (в соавторстве).
3. Пахта тайёрлаш саноатида фан-техника тараққиёти. Тошкент: “Ўзбекистон”, 1985. – 1,68 б.т.
4. Технология хлопкового линта, целлюлозы и бумаги. Учебник. Ташкент: “Фан”, 2004. – 2,0 п.л. (в соавторстве).
5. Кадрлар тайёрлаш тизимида педагогика фанининг ўрни. Тошкент: “Ўзбекистон”, 2001. – 1,62 б.т.
6. Комил инсон тарбиясининг педагогик асослари. Тошкент: “Мехнат”, 2001. – 12 б.т.
7. Маънавий юксалиш сари / Ўқув қўлланма. Тошкент: “Мехнат”, 2000. – 20 б.т. (хаммуаллифликда).

У ҳақида адабиётлар:

1. Қодиров Баҳром. Орзудан бошланган ҳаёт лавҳалари. Тошкент: Истиқлол, 2019. – 496 б.
2. Касбини улуғлаганлар. Тошкент: Наврўз, 2013. 52 – 58 бетлар. (хаммуаллифликда).
3. Техника фанлари доктори, профессор Баҳром Фахурович Қодиров – 75 ёшда // “Механика муаммолари” Ўзбекистон журнали, 2015. № 4.

ХОЖМЕТОВ ГАИБНАЗАР ХАДИЕВИЧ (1940)

Известный ученый в области механики, доктор технических наук, профессор, лауреат Государственной премии Узбекистана им. Абу Райхана Беруни и премии Союза молодежи Узбекистана.

Родился 26 декабря 1940 г. в городе Чимкенте Казахстана. Окончив в 1958 г. среднюю школу с золотой медалью, Г.Х. Хожметов в том же году стал студентом Ташкентского политехнического института. В 1962 г. он был переведен в Московское высшее техническое училище (МВТУ) им. Н.Э. Баумана, и завершив обучение в 1965 г., получил квалификацию инженера-механика. В том же году он начал трудовую деятельность в должности инженера на заводе «Узбекхиммаш» (г. Чирчик).

В 1966–1997 гг. работал в Институте механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева АН РУз, начиная с младшего научного сотрудника, затем главного инженера, старшего научного сотрудника и заведующего лабораторией. С 1997 г. работает в Ташкентском автомобильно-дорожном институте (ныне – Ташкентский институт по проектированию, строительству и эксплуатации автомобильных дорог), где был проректором по научной работе, заведовал кафедрой «Прикладная механика», а в настоящее время является профессором этой кафедры.

Гаибназар Хадиевич Хожметов в 1972 г. защитил кандидатскую диссертацию, а в 1979 г. – докторскую диссертацию на тему «Экспериментально-теоретическое исследование параметров сейсмодинамики подземных сооружений» по специальности «Механика деформируемого твердого тела в Московском инженерно-строительном институте. В 1974 г. ему присвоено ученое звание старшего научного сотрудника, а в 1981 г. – профессора.

Г.Х. Хожметов – основатель нового научного направления – экспериментальная механика подземных сооружений. Им созданы оригинальные экспериментальные установки, с помощью которых решен ряд научных проблем сейсмостойкости подземных и наземных сооружений, автомобильных дорог, прочности конструкционных материалов, устойчивости откосов и склонов. Научная деятельность Г.Х. Хожметова и его учеников связана с решением таких проблем, как проникновение твердого тела в грунт и его отбор; установка для воспроизведения управляемого динамического воздействия в процессе перегрузки, прочность специальных сооружений при мощных взрывах, а также биомеханика – установка и метод определения усилий туловища человека в ортопедии и др.

Результаты научных разработок Г.Х. Хожметова являются основой нормативных документов по сейсмостойкости сооружений, которые используются при расчете и проектировании транспортных сооружений автомобильных дорог, тоннелей, мостов, трубопроводов и др.

С 1967 г. он читает лекции по сопротивлению материалов, теоретической механике в Ташкентском институте инженеров железнодорожного транспорта, Ташкентском автомобильно-дорожном институте, Ташкентском политехническом институте и ведет специальные курсы в Ташкентском государственном университете. В 1981 – 1987 гг. заведовал кафедрой «Сопротивление материалов» ТашПИ.



Гаибназар Хадиевич Хожметов - автор 4 монографий, 3 учебных пособий, 12 патентов и более 150 научных статей, многие из которых опубликованы в Италии, Индии, Турции, Японии, Болгарии, бывшей Чехословакии и Румынии. Под его руководством защищены 27 кандидатских диссертаций. Он является научным консультантом 7 защищенных докторских диссертаций, также ответственным редактором многих научных трудов и монографий.

Г.Х. Хожметов оказал содействие в подготовке многих кандидатов наук для зарубежных стран. Среди его учеников есть представители России, Казахстана, Кыргызстана, Туркменистана, Лаоса и арабских стран. В 1985 г. Г.Х. Хожметов был избран членом Российского национального комитета по теоретической и прикладной механике. Является членом редколлегии ряда научных изданий. Как заместитель главного редактора Узбекского журнала «Проблемы механики» большое внимание уделяет научности и актуальности публикуемых статей.

Научно-педагогическая деятельность Г.Х.Хожметова высоко оценена правительством Узбекистана. За успехи и достижения в области науки удостоен Государственной премии Узбекистана им. Абу Райхана Беруни (1983) и премии Союза молодежи Узбекистана (1973). В 1993 г. награжден Почетной грамотой Верховного Совета Республики Узбекистан.

Основные труды:

1. Колебания сооружений, взаимодействующих с грунтом. Ташкент: Фан, 1975. –10 п.л. (в соавторстве).
2. Сейсмостойкость магистральных трубопроводов и специальных сооружений нефтяной и газовой промышленности. М.: Наука, 1982. – 171 с. (в соавторстве).
3. Газийские землетрясения 1976 г. М.: Наука, 1982. – 196 с. (в соавторстве).
4. Сейсмостойкость подземных трубопроводов. Ташкент: Фан, 1985. – 152 с. (в соавторстве).

Литература о нем:

1. Хожметову Гаибназару Ходжиевичу-70 лет // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2010. №3. С.67–68

ИШАНХОДЖАЕВ АБДУРАХМОН ОСИМОВИЧ (1941)



Транспорт қурилиши соҳасидаги етакчи олим, техника фанлари доктори, профессор, Ўзбекистон Ёшлар иттифоқи, Абу Райхон Беруний номидаги Республика давлат мукофотлари совриндори.

У 1941 йил 23 февралда Тошкент шаҳрида таваллуд топган. 1957 йилда ўрта мактабни олтин медаль билан тугатиб, шу йили Тошкент темир йўл муҳандислари институтига ўқишга кирган. 1962 йилда ушбу институтни “Саноат ва фуқаро қурилиши” ихтисослиги бўйича тугатиб, Ўзбекистон сув ҳўжалиги давлат лойиҳа институти муҳандиси, 1963 – 1967 йилларда “Тошшаҳарқурилиш Бош бошқармаси” ҳузуридаги 153-трестда қурилиш устаси, иш бажарувчи лавозимида ишлаган. 1967 – 1970 йилларда ЎЗР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти аспиранти, 1970 – 1975 йилларда ушбу институт кичик ва катта илмий ходими, 1975 – 1987 йилларда институтнинг “Метрополитенлар зилзилабардошлиги” лабораториясининг мудири, 1987 йилдан ҳозиргача Тошкент автомобиль йўлларини лойиҳалаш, қуриш ва эксплуатацияси институтида “Кўприқлар ва транспорт тоннеллари” кафедраси мудири, “Йўл қурилиши ва қурилишни механизациялаш факультети декани, Магистратура ва иқтидорли талабалар билан ишлаш Марказининг раҳбари ва кафедра профессори лавозимларида ишлаб келмоқда.

Олим 1972 йилда академик Т.Р.Рашидов илмий раҳбарлигида “Метрополитен тоннеллари сейсמודинамик назарияси масаласига доир” мавзусида номзодлик, 1991 йилда “Кичик ҳажмдаги метрополитен конструкциясининг сейсמודинамикаси” мавзусидаги докторлик диссертацияларини Санкт-Петербург транспорт академияси қошидаги ихтисослашган Кенгашда ҳимоя қилган. 1993 йилда “Профессор” илмий унвонига мушарраф бўлган.

Илмий ишлари метрополитен тоннеллари сейсמודинамикаси, қурилиш конструкциялари, бино ва иншоотларни ҳисоблашда ишончлилик назарияси усуллари ҳамда техник рискни баҳолаш методологияси, автйўл кўприкли иншоотлари антисейсмик-деформацион чокларининг кичик ва катта силжишларига мўлжалланган янги конструкцияларни яратиш ҳамда татбиқ этиш, темирбетон автйўл кўприқлари катнов қисми конструкциясини енгиллаштириш ва мукаммаллаштириш каби муаммоларга бағишланган. Унинг раҳбарлиги ва иштирокида Тошкент метрополитенининг янги зилзилабардош конструкциялари ва уларни ҳисоблаш усуллари яратилган ҳамда амалиётга татбиқ этилган. У Тошкент ва Назарбек (Ўзбекистон), Қайроққум ва Исфара-Баткен (Тожикистон), Спитак (Арманистон) зилзилаларининг транспорт иншоотларига таъсирини ўрганишда иштирок этган.

Олим 2 та монография, 2 та техник касб-хунар коллежлари учун ўқув қўлланма, 150 дан зиёд илмий мақолалар ёзган, 6 та ихтироси учун муаллифлик гувоҳномасига эга, ўнлаб илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган. Устоз сифатида 1 та фан доктори, 8 та фан номзодини тарбиялаб етиштирган. Унинг илмий раҳбарлигида битта аспирант Ўзбекистон Республикаси Президентининг стипендиати бўлган. Олим

Гавана (Куба), Мюнхен (Германия), Истамбул (Туркия) ва МДХ давлатларида хизмат сафарида бўлиб, халқаро илмий анжуманларда маърузалар билан қатнашган. У кўп йиллар давомида СССР Фанлар академияси Призидуми қошидаги сейсмология ва зилзилабардош қурилиш бўйича идоралараро Кенгашнинг “Транспорт иншоотлари зилзилабардошлиги” комиссияси аъзоси сифатида фаолият олиб борган. У техника фанлари доктори илмий даражасини берувчи бер неча илмий Кенгашларнинг аъзосидир.

Олимнинг илмий-педагогик фаолияти давлатимиз томонидан юксак баҳоланган. 1973 йилда Ўзбекистон Ёшлар иттифоқи мукофоти, 1983 йилда Абу Райхон Беруний номидаги Ўзбекистон давлат мукофоти совриндори бўлган. У “Хурмат белгиси” ордени, “Шарафли меҳнати учун” медали, “СССР ихтироچиси”, “ИТЖ даги аъло хизмати учун”, 2000 йилда “Олий ва ўрта махсус таълим фидойиси”, 2001 йилда “Олий таълим аълочилиги”, 2011 йилда “Йўл усталарининг устози” кўкрак нишонлари, 2019 йилда “60-лет КаздорНИИ” эсдалик медали ҳамда Ўзбекистон олий ва ўрта махсус таълим вазирлиги, ЎзР ФА нинг “Фахрий ёрлик”лари билан тақдирланган.

Асосий асарлари:

1. Сейсмостойкость тоннельных конструкций метрополитена мелкого заложения. Ташкент.: Фан, 1993. – 136 с. (в соавторстве).
2. Кўприklar, транспорт тоннелларини сақлаш ва таъмирлаш. Касб-хунар коллежлари учун қўлланма. Тошкент: Давр, 2012. – 76 б. (хаммуаллифликда).
3. Кўприк, транспорт тоннеллари ва суъый иншоотларини қуриш. Касб-хунар коллежлари учун қўлланма. Тошкент: Давр, 2012. – 112 б. (хаммуаллифликда).
4. Транспорт қурилишининг изоҳли луғати (Ўзбек-рус-инглиз тилларида). Тошкент: Адабиёт учкунлари, 2018. – 255 б.
5. “Транспорт тоннелларини лойиҳалаш, қуриш ва эксплуатацияси асослари” фанидан маърузалар матни. Тошкент: ТАЙЛҚЭИ, 2019. – 86 б.

У ҳақдаги адабиётлар:

1. Ишанходжаев Абдурахмон Осимович – 70 ёшда. Буклет. Тошкент: ТАЙЛҚЭИ, 2011.
2. Доктору технических наук, профессору Абдурахману Асимовичу Ишанходжаеву 75лет // Узбекский журнал “Проблемы механики”, 2016. № 1. С. 118–119.

МАРДОНОВ БОТИРЖОН МАРДОНОВИЧ (1942)

Таниқли механик олим, физика-математика фанлари доктори, профессор, Ўзбекистонда хизмат кўрсатган халқ таълими ходими, Абу Райхон Беруний номидаги Республика давлат мукофоти совриндори, Қозоғистон Республикаси табиий фанлар Академиясининг академиги.

У 1942 йил 18 июлда Самарқанд вилояти, Самарқанд тумани, 2-Дамарик қишлоғида хизматчи оиласида таваллуд топган. 1965 йилда МГУ нинг механика-математика факультетини “Механика” мутахассислиги бўйича тамомлаган. 1966 – 1969 йилларда МГУнинг “Газ ва тўлқинлар динамикаси” кафедраси аспиранти, 1969 – 1976 йилларда шу кафедрада кичик илмий ходим, 1976 – 1978 йилларда кафедра ассисенти, 1978 – 1986 йилларда ТТЕСИ да “Олий математика” кафедраси мудири, 1986 – 1991 йилларда ЎзР ФА Сейсмология институтининг илмий ишлар бўйича директор ўринбосари, 1991 – 1996 йилларда ТТЕСИ да “Материаллар қаршилиги ва назарий механика кафедраси мудири, 1996 – 1998 йилларда Қозоғистон фанлар академияси ғарбий бўлимида Механика ва машинасозлик марказининг директори, 1998 – 2006 йилларда Атирау (Қозоғистон) нефть ва газ институтида “Олий математика” кафедраси профессори, “Чизмачилик ва амалий механика” кафедрасининг мудири лавозимларида ишлаган. 2006 – 2009 йилларда Самарқанд давлат архитектура ва қурилиш институтида “Материаллар қаршилиги ва назарий механика” кафедраси профессори, 2009 – ҳозиргача ТТЕСИ да “Пахтани дастлабқи ишлаш” кафедраси профессори, 2018 йилдан ҳозиргача ЎзР ФА Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида ўриндошлик асосида етакчи илмий ходим лавозимида ишлаб келмоқда.

У 1971 йилда номзодлик диссертациясини химоя қилган ва “Эластиклик назарияси” мутахассислиги бўйича физика-математика фанлари номзоди илмий даражасини олган. 1984 йилда М.В.Ломоносов номидаги Москва давлат университетида академик Х.А.Рахматулин раҳбарлигида докторлик диссертациясини химоя қилган ва “Машиналар, аппаратлар, приборлар динамикаси ва мустаҳкамлиги” мутахассислиги бўйича физика-математика фанлари доктори илмий даражасини олган. 1991 йилда унга “Деформацияланувчи қаттиқ жисмлар механикаси” мутахассислиги бўйича “Профессор” илмий унвони берилган. 1998 йилда Қозоғистон Республикаси табиий фанлар академиясининг академиги илмий унвонини олишга мушарраф бўлган.

Олимнинг илмий ишлари машина ва механизмлар назарияси, қурилиш механикаси, ип механикаси, “Эластиклик назарияси”ни газ ва нефть соҳасига татбиқ этиш, деформацияланувчи қаттиқ жисмлар механикасини математик моделлаштириш масалаларига бағишланган. У деформацияланувчи қаттиқ жисмлар механикасини математик моделлаштириш масалалари бўйича кўзга кўринган олимлардан биридир. Айниқса, ер ости иншоотлари сейсmodинамикаси соҳасида эришган ютуқлари олимга катта шухрат



келтирди. Унинг пахтани дастлабки ишлаш технологияси жараёнларини математик моделлаштириш соҳасидаги “Пахта саноати технологияси жараёнларини моделлаштириш” китоби олий ўқув юрти талабалари учун ўқув қўлланма бўлиб келмоқда.

1987 йилда АҚШ ва Югославияда бўлиб ўтган халқаро илмий анжуманларда маъруза билан қатнашган. Олим 13 дан ортиқ монография, 400 дан ортиқ илмий мақолалар ёзган, 17 та ихтироси учун муаллифлик гувоҳномаси ва Ўзбекистон Республикаси патентларига эга. Сермахсул олим 5 та фан доктори ва 32 дан зиёд фан номзоди тайёрлаб берган, ўнлаб китоб ва тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган. Олим фан доктори илмий даражасини берувчи 3 та илмий Кенгаш аъзосидир.

Олимнинг механика фанига қўшган ҳиссаси давлатимиз томонидан муносиб тақдирланган. Унга 1983 йилда ер ости иншоотлари сейсмодинамикаси соҳасида эришган ютуқлари учун Абу Райҳон Беруний номидаги Ўзбекистон давлат мукофоти берилган. 1989 йили “СССРда хизмат кўрсатган муҳандис”, 1992 йили “Ўзбекистонда хизмат кўрсатган халқ таълими ходими” фахрий унвонлари берилган. 2004 йилда Қозоғистон Миллий фанлар академияси “Назарий ва амалий механика” миллий қўмитаси аъзолигига сайланган. 2005 йилда “Қозоғистон фанини ривожлантиришдаги хизматлари учун”, 2006 йилда “Каспийбўйи давлатлар олий ўқув юртлари ассамблеясининг 10 йиллиги” медали, Республика Олий ва ўрта махсус таълим вазирлиги, Наманган вилоят ҳокимининг “Фахрий ёрлик”лари билан мукофотланган.

Асосий асарлари:

1. Пахта саноати технологияси жараёнларини моделлаштириш. Тошкент: ТТЕСИ, 2018. –350 бет. (ҳам-муаллифликда).
2. Волновые процессы в насыщенных упругопористых средах. Ташкент: Фан, 1989. – 170 с.
3. Сейсмические воздействия на здания и заглубленные сооружения. Ташкент: Фан, 1986. – 206 с. (в соавторстве).
4. Динамика торможения ленточного колодочного тормоза буровой лебедки. Алматы: Галым, 2003. –120 с. (в соавторстве).
5. Тепло- массообменные процессы в хлопке-сырце и его компонентах. Ташкент: Фан ва технология, 2013. – 219 с. (в соавторстве).
6. Колебания сооружений, взаимодействующих с грунтом. Ташкент: Фан, 1975. – 176 с.
7. Инженерные задачи механики бурения нефтегазовых скважин. Германия: Palmarium Academic Publishing, 2015. – 132 с. (в соавторстве).

У ҳақидаги адабиётлар:

1. Умр чорраҳалари (таниқли олим, фидойи инсон ва сермахсул ижодкор Ботир Мардоновнинг ҳаёти ва фаолияти тўғрисида) – Наманган: Наманган муҳандислик-технология институти, 2018. – 105 б.
2. Профессору Батиржану Мардонову– 70 лет // Узбекский журнал «Проблемы механики», 2012. №2. С. 86–87.
3. Бекмирзаев Д.А. Физика-математика фанлари доктори, профессор Марданов Ботиржон Мардонович – 75 ёшда // “Механика муаммолари” Ўзбекистон журнали, 2018. № 2. 113–114 бетлар.

НАВРЎЗОВ ҚУРОЛБОЙ (1946)



Физика-математика фанлари доктори, профессор, биомеханика ва кўп фазаги муҳитлар механикаси фанларининг йирик вакиллари билан, «Ўзбекистон мустақиллигига 25 йил» эсдалик нишони совриндори.

У 1946 йил 7 ноябрда Туркменистон Республикаси Тошхўвўз вилоятида таваллуд топган. 1962 – 1967 йилларда Фарғона давлат педагогика институти физика-математика факультети талабаси, 1967 – 1969 йилларда ҳарбий хизматда бўлган, 1969 – 1970 йилларда Тошкент ТЕСИ Марғилон бўлими “Олий математика” кафедрасида ассисент, 1970 – 1973 йилларда Хоразм давлат педагогика институти “Математика” кафедрасида катта лаборант, 1973 – 1976 йилларда ЎзР ФА Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида аспирант, 1976 – 1979 йилларда Хоразм давлат педагогика институти “Математика” кафедрасида катта ўқитувчи, 1979 – 1980, 1983 – 1987 йилларда кафедра мудири, доценти, 1987 – 1990 йилларда институт илмий ишлар бўйича проректори, 1990 – 1992 йилларда шу институт ректори, 1992 – 1994 йилларда Урганч давлат университети кимё-технология факультети декани, 1994 – 1996 йилларда “Инженерлик механикаси” кафедраси мудири, 1996 – 1999 йилларда “Умуминженерлик фанлари” кафедраси мудири, 1999 – 2001 йилларда инженер-техника факультети декани, 2001 – 2004 йилларда маркетинг хизмати, академик лицей ва касб-хунар коллежлари бўйича проректор, 2004 йилдан буён университет маркетинг хизмати бўлими бошлиғи лавозимларида ишлаб келмоқда.

Илмий ишлари кўп фазаги муҳитлар механикаси, биомеханика соҳасининг муаммоларига бағишланган. 1976 йилда “Деворлари деформацияланувчи ва деформацияланмайдиган трубаларда икки фазаги муҳит гидродинамикасининг баъзи масалалари” мавзусида номзодлик, 1990 йилда “Канал ва кувурларда икки фазаги ва ноньютон суюқликларнинг пульсацион оқими” мавзусида докторлик диссертациясини химоя қилиб, физика-математика фанлари доктори илмий даражасини олган. 1991 йилда “Профессор” илмий унвони берилган.

Унинг тинимсиз изланиши туфайли биомеханика соҳасида қуйидаги янги ғоялар яратилди ва амалда қўлланилди: 1. Қоннинг катта томирлардаги ҳаракатини алоҳида, кичик қон томирларидаги ҳаракатини алоҳида қараш зарурлигини назарий ва экспериментал исботлаб берди. 2. Қоннинг катта томирлардаги пульсли ҳаракатининг деформацияланувчи томирлардаги икки фазали муҳитнинг ҳаракати сифатида қараб, кўп фазали муҳит гидродинамикаси шаклида математик моделлаштирди. 3. Тадқиқотлар натижаларига асосланиб, қон томирларида юрак пульсининг тарқалиш тезлиги, томирларнинг деформацияланиш характеристикаларига боғлиқлиги аниқланиб, сунъий қон томирларини яратишнинг назарий асослари яратилди. 4. Кичик қон томирлари ҳаракатида қон томирлари деворларининг қисилиб-ёзилиши натижасида деворда сунусодиал югурувчи тўлқинлар ҳосил бўлади, деб фараз қилиниб, бу тўлқинлар кичик қон томирларидаги қоннинг ҳаракатига ёрдам бериши аниқланди. Бу ҳаракат, кейинчалик, “перисталтик ҳаракат” деб юритилиб, кичик қон томирларидаги қоннинг ҳаракатини вужудга келтирадиган “иккинчи юрак” номи билан юритилди. 5. Қон айланиш динамикасини атрофлича ўрганиб, томирларнинг тармоқланиш қисмларидаги қон ҳаракати гидродинамикасининг ҳисоб-китоби берилди. 6. Белоруссиялик профессорлар З.П.Щульман, Б.М.Хусид билан биргаликда ноньютон суюқликлар реологик моделлари яратилиб, бу модель асосида “Ёпишқоқ-эластик”, “ёпишқоқ-пластик” ва “ёпишқоқ-элатик-пластик” суюқликларнинг умумлашган реологик моделлари яратилди. 7. Латвиялик профессорлар В.П.Тамуж, И.В.Кнетс ва В.А.Касьяновлар билан ҳамкорликда “Сунъий қон томири” ва “Сунъий юрак клапанларини ясаш методикаси” ишлаб чиқилди. 8. Таклиф қилинган моделлар асосида қон ҳаракати динамикаси ўрганилиб, қоннинг йирик артериал системасидаги пульсли ҳаракати математик равишда тадқиқ этилди. Бунинг натижасида ҳали фанга маълум бўлмаган “Эластик кўтарилиш” ва “Эластик қайтиш” эффектларининг амалда мавжудлиги назарий ва амалий жиҳатдан исботлаб берилди. 9. Кўп фазали муҳитларда заррачаларнинг гуруҳланиб чўкиши масалаларига назарий ва экспериментал нуқтаи назардан ёндошиб, қоннинг кичик капиляр трубкадаги чўкиш ҳодисаси тадқиқ этилди ва ҳ.

Олимнинг биомеханика соҳасидаги кашфиётлари хорижлик олимларнинг эътирофига сазовор бўлди ва Германияда монографияси нашр қилинди. У 5 та монография, 2 та ўқув қўлланмаси, 150 дан ортиқ илмий мақолалар ёзган. Фанимиз ривожига учун 2 та фан доктори, 4 та фан номзоди тайёрлаб берган. Унинг раҳбарлигида 2 та магистрант 2013 ва 2014 йилларда Президент давлат стипендияси совриндори бўлган.

Унинг илмий-педагогик фаолияти давлатимиз томонидан муносиб тақдирланган. 1977 йилда Ўзбекистон Ленин комсомоли мукофоти совриндори, 1982 йилда “Ўзбекистон халқ маорифи аълочиси” унвонига, 2016 йилда “Ўзбекистон мустақиллигига 25 йил” эсдалик нишонига сазовор бўлган. У Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта махсус таълим вазирлигининг “Фахрий ёрлик”лари билан тақдирланган.

Асосий асарлари:

1. Гидродинамика пульсирующих течений в трубопроводах / Отв. ред. Рахматулин Х.А. Ташкент: Фан, 1986. – 112 с.
2. Гидродинамика пульсирующих потоков / Отв. ред. Рахматулин Х.А. Ташкент: Фан, 1986. – 192 с.
3. Биомеханика крупных кровеносных сосудов / Отв. ред. Рашидов Т.Р. Ташкент: Фан ва технология, 2011. – 144 с.
4. Гидродинамика пульсирующих течений крови. Германия: “Lap-Lambert”, 2015. – 209 с. (в соавторстве).

У ҳақидаги адабиётлар:

1. Профессор Куролбой Наврўзов – 70 ёшда. // “Илм сарчашмалари”, УрДУ. 2016. № 11. С. 91 – 94.
2. Куролбой Наврўзов. Библиография / Масъул муҳаррир: Р.Йўлдошев. – Урганч: УрДУ ноширлик бўлими, 2016. – 24 б.

РИЗАЕВ АНВАР АБДУЛЛАЕВИЧ (1952)



Механизмлар ва машиналар, қишлоқ хўжалиги машиналари назарияси бўйича таниқли олим, техника фанлари доктори, профессор.

У 1952 йил 24 июлда Тошкент шаҳрида таваллуд топган. 1974 йили Тошкент политехника институтининг “Автомобил ва тракторлар” йўналиши бўйича имтиёзли диплом билан тамомлаб, механик-муҳандис мутахассислигига эга бўлган. Шу йили факультет илмий Кенгаши тавсияси билан ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтининг кундузги аспирантурасига юборилган. 1977 – 1990 йилларда “Пахта териш аппаратлари назарияси” лабораториясида кичик, катта илмий ходим, 1990 – 1991 йилларда ушбу лаборатория мудир, 1991 – 1997 йилларда институт директорининг илмий ишлар бўйича ўринбосари, 1997 – 2015 йилларда институт директори, 2015

йилдан ҳозиргача мазкур лабораториянинг бош илмий ходими лавозимида ишлаб келмоқда.

Академик Х.Х.Усмонхўжаев ва тех.ф.н. Қ.М.Иноғомов раҳбарлигида вертикал-шпинделли пахта териш машинаси ишчи органлари: таркибий шпиндел ва унга ўралган пахтани сиқувчи цилиндрик барабанларини такомиллаштиришнинг илмий асослари бўйича тадқиқотлар олиб бориб, 1983 йилда “Пахта териш машинаси агротехник кўрсаткичларига таркибий шпиндел ва сиқувчи цилиндр жойлашув параметрларининг таъсири” мавзусида номзодлик диссертациясини ҳимоя қилган. Олиб борган тадқиқотлари ва давлат синовлари натижалари асосида универсал таркибий шпинделлар билан жиҳозланган пахта толаларига кам механик шикаст етказувчи терим аппаратини назарий асосларини яратишга бағишланган “Пахта териш аппарати технологик жараёнларининг самарадорлигини ошириш илмий асослари ва пахта, толанинг биологик сифатларини таъминлаш” мавзусидаги докторлик диссертациясини 1996 йилда ҳимоя қилиб, техника фанлари доктори илмий даражасига эга бўлган. 2002 йилда “Профессор” илмий унвони берилган.

Илмий ишлари “Механизмлар ва машиналар назарияси”, “Машинашунослик ва машина деталлари”, “Қишлоқ хўжалиги ва мелиорация машиналари. Қишлоқ хўжалиги ва мелиорация ишларини механизациялаш” йўналишларига бағишланган. Пахта териш аппарати шпинделининг фаоллигини ва ҳисоблашни аналитик усули замонавий ИТ технологиялар асосида ривожлантирган ҳамда терим аппаратида шпиндел, ажратгич конструкциялари ва параметрларининг тола сифатига таъсирларини ҳисоблаш усулларини ишлаб чиққан. Таркибий шпиндел стерженнинг мустаҳкамликка ҳисоблаш усулини ривожлантириб, шпиндел массасини камайтириш ечимларига таклифлар берган. Пахта териш машинаси иш унумини ҳисоблашда терим аппаратидаги жараёнларни инобатга олиш усулини ишлаб чиққан. Олимнинг раҳбарлигида ва иштирокида янги турдаги саноат чанг тутгичи ҳамда машина ишчи деталларини динамик мувозанатлаш стенди яратилиб, ишлаб чиқаришга жорий этилган.

Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтига раҳбарлиги даврида институтдаги илмий мактабларни сақлаб қолиш ва салоҳиятини ривожлантириш, “фундаментал тадқиқотлар – амалий ишланмалар – инновация ишлари” бўйича олинган натижаларни иқтисодиётнинг реал секторига жорий этиш, халқаро алоқаларни ривожлантириш ва юқори малакали илмий ходимлар тайёрлаш бўйича фаол ишлар олиб борган.

Олим 4 та монография, 2 та ўқув қўлланма, 250 дан ортиқ илмий мақолалар ёзган, 35 та ихтиро ва ҳисоблаш дастури гувоҳномаларига эга, кўплаб илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган. Фанимиз ривожига учун 2 та фан доктори ва 7 та фан номзоди тайёрлаб берган.

Олим Ўзбекистон Республикаси Инновацион ривожланиш вазирлигининг “Техника фанлари” йўналишидаги илмий-техник кенгаш аъзоси ва котиби, илмий даража берувчи 2 та Кенгаш аъзосидир. ТДТУ, ТКТИ нинг ўриндошлик асосида профессоридир.

Олимнинг илмий-педагогик фаолияти давлатимиз томонидан муносиб тақдирланган. ЎзР ФА раҳбарияти ҳамда ТДТУ ректори томонидан бир неча бор “Фахрий ёрлик”лар билан мукофотланган.

Асосий асарлари:

1. Моделирование динамических взаимодействий долек и шпинделей в хлопкоуборочных аппаратах. Ташкент: Фан, 1995. – 131 с. (в соавторстве).
2. Моделирование динамических процессов в горизонтально-шпиндельных уборочных аппаратах. Ташкент: Фан, 2004. – 162 с. (в соавторстве).
3. Автоматизация и управление процессов механической технологии обработки листовых материалов. Ташкент: Фан, 2013. – 200 с. (в соавторстве).
4. Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент: Фан, 2017. – 168 с.

*“Ўзбекистоннинг механик олимлари” материалларини
доцент Муҳаммад Раҳим тайёрлади.*

**УКАЗАТЕЛЬ СТАТЕЙ И СООБЩЕНИЙ, ОПУБЛИКОВАННЫХ
В УЗБЕКСКОМ ЖУРНАЛЕ «ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ» В 2018 Г.**

**Номер
журнала**

“Академик Ҳалим Усмонхўжаев: мактаб яратган олим” (Ҳ.Ҳ. Усмонхўжаевнинг 100 йиллиги).....	3
Абдуҷаббаров А.Х., Мехмонов М.Х.. Вибрационные воздействия от движущегося транспорта на береговую опору моста.....	4
Абдукадиров Ф.Э., Абдусаттаров А., Юлдашев Т. К формированию расчетной модели сетчатых конструкций-армированных однослойных пластин.....	3
Абдурахимов А.А. О режиме работы реактора.....	2
Абдусаттаров А. К прогнозированию процессов деформирования, повреждаемости и длительной прочности вязкоупругоэластических тел при сложных циклических нагрузениях (обзор).....	2
Абдусаттаров А., Собиров Н.Х. Исследование НДС цилиндрической оболочки-котла цистерны по полубезмоментной теории.....	2
Адилов Ф., Махмудова Ш., Саъдуллаева Д., Абилов Р.А. Некоторые экспериментальные данные по сложной разгрузке.....	2
Адилходжаев А.И., Шаумаров С.С., Шермухамедов У.З. О прочностных свойствах конструкционно-теплоизоляционных материалов для энергоэффективных гражданских зданий.....	1
Адилходжаев А.И., Щипачева Е.В., Шаумаров С.С. Фотооптический метод оценки структуры ячеистых бетонов.....	3
Адылходжаев А.И., Махаматалиев И.М., Цой В.М., Кадыров И.А. Об эффективности наполнения цементных бетонов местными цеолитсодержащими породами.....	2
Академику Сарвару Мукадировичу Кадирову – 80 лет.....	4
Акилов Ж., Джаббаров М., Мардонов Б. Циклические гидравлические воздействия промысловой жидкости на забой буровой скважины.....	3
Акрамов Х.А., Давлятов Ш.М.. Стержневые вантово-оболочечные системы, как основа создания инновационных конструкций в строительстве.....	4
Акрамов Х.А., Умаров Ш.А. Исследование напряженно-деформированного состояния балок с композитным армированием.....	4
Алламуратова Т.К., Мукимов М.М., Мансурова М.А. Разработка конструкции и обоснование параметров направлятеля для оттяжки полотна на двухфонтурных круглооборотных машинах.....	1
Аннакулова Г.К., Астанов Б.Ж., Саидов С.А., Юсупов А.З. Статический расчет навесного оборудования высококлинренного портального трактора.....	1
Аннакулова Г.К., Шермухамедов А.А., Астанов Б.Ж. Методика определения сил инерции и моментов навесного механизма гидравлической навесной системы трактора.....	3
Арифжанов А.М., Бабаев А.Р., Абдураимова Д., Латипов Н.К. Исследование распространение речных отложений по напорным трубопроводам.....	2
Ахмедходжаев Х.Т., Исаханов Х., Режаббоев С. Янги усулда толаси жинланмаган чигитларни ажратиш	1
Байбулатов Х., Гайилов Ж., Бердибаев М. Результаты диагностики мостовых сооружений, подлежащих ремонтно-восстановительным работам, на дорогах общего пользования Ферганской области.....	1
Байбулатов Х., Гайилов Ж.. Результаты диагностики мостовых сооружений на дорогах общего пользования Наманганской области.....	3
Байбулатов Х.А., Хамдамов У.Ю., Гайилов Ж.Г. Характерные дефекты и повреждения конструкций опорных частей железобетонных мостов.....	2
Байманов К.И., Назарбеков К.К., Байманов Р.К. Метод расчета осаждения наносов в ирригационных отстойниках.....	3
Бахадиров Г.А., Набиев А.М., Мусиров М.У., Рахимова З.А. Исследование влияния вращающего момента валов на их углы захвата.....	1
Бегматов А., Маматова Н.Т. Задача о внезапном нагружении упруго-пластического стержня, взаимодействующего с окружающей внешней средой.....	2
Бекмирзаев Д.А. Сейсмодинамика подземных трубопроводов сложной неортогональной конфигурации при воздействии пространственной сейсмической нагрузки.....	4
Бужин Евгений Иванович.....	3
Гайбназаров Э. Колосникли панжара сиртида харакатланаётган пахта хомашёсидан ифлосликларни ажратиш жараёнининг назарий таҳлили.....	2
Давлятов Ш.М. Цилиндрик кобикларнинг кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини экспериментал тадқиқ этиш.....	4
Журабоев А.Т., Холиков К.М., Алламуратова Т.К., Мукимов М.М.. Исследование технологических параметров формоустойчивого двухслойного трикотажа.....	4
Жўраев Ў.Ш.. Текис тўлкинлар таъсири остида бўлган, чуқур ва саёз ўрнатилган тоннелларнинг сонли ҳисоби.....	4
Казахстанскому дорожному научно- исследовательскому институту – 60 лет.....	3
Каримов А.М.. Дисперсионное уравнение вязкоупругих композитов периодической структуры.....	2
Каримов Р.И., Бегимов Н.Н., Садуллаев Ш.А. Определение кинематических параметров планетарно-рычажного механизма с одной и двумя степенями подвижности.....	4

Комилов С.И., Абдулхайзода А.А. Йўл кўтарма қатлами кўрсаткичлари ўзгаришининг устуворлик коэффициентига боғлиқлиги.....	4
Коршунова Н.А., Рузматов М.И. Новый вариант изменения орбиты астероида.....	2
Кошевинов Георгий Антонович.....	3
Кушимов Б.А., Каримов К.А., Ахмедов А.Х. Разработка и аналитическая реализация математических моделей процесса сушки с помощью внешних физических полей (Часть 2).....	2
Кушимов Б.А., Каримов К.А., Ахмедов А.Х. Разработка математических моделей процесса сушки с помощью внешних физических полей (Часть 1)	1
Кулиев Т.М., Максудов Э.Т., Сулаймонов Р.Ш., Умарходжаев Д.Х. Кўл ва машина ёрдамида териляётган пахтадан ишлаб чиқарилаётган тола сифатини ошириш.....	4
Лесов К.С., Мавланов А.Х. Несущая способность анкеров контактной сети железных дорог при установке в земляном полотне из песчаных грунтов.....	2
Мадалиев М.Э. Исследование моделей турбулентности SA и SARC для расчета слабо закрученных течений.....	4
Маликов З.М., Йулдашев А.Т., Мадалиев М.Э. Экспериментальное исследование эффективности центробежного воздушно-проходного сепаратора.....	3
Маликов З.М., Назаров Ф.Х., Наврузов Д.П. Численные решения задачи центробежного пылеуловителя на основе модели $k - \varepsilon$	2
Мамажонов А.У., Махкамов Й.М., Мирзабабаева С.М., Исмоилов А.А. Влияние наполнителя в сочетании с добавкой АЦФ-3М на процесс твердения цементного камня.....	4
Мамажонов А.У., Юнусалиев Э.М., Рахмонов Б.К., Абобакирова З.А. Об опыте применения добавки АЦФ-3М при производстве сборных железобетонных изделий.....	4
Маматкулов О., Орипов Н., Мурадов Р. Янги сепараторни ишлаб чиқариш жараёнига ўрнатиш ва синаш.....	1
Мардонов Б.М., Сулаймонов Р.Ш. Применение модели зернистой среды для изучения деформированного состояния вращающегося валика в рабочей камере линтерной машин.....	2
Мардонов Б.М., Усманов Х.С., Сирожиддинов Ф.Н. Моделирование процесса очистки хлопка-сырца под действием вертикально расположенных колковых барабанов.....	1
Матчанов Р.Д., Маликов З.М., Юлдашев А.И. Математическое моделирование кинематики капель химикатов при распылении опрыскивателем.....	1
Матчанов Р.Д., Ризаев А.А., Усаров С., Толибаев А.Г., Темиров Дж. Анализ факторов, влияющих на работу хлопоуборочных аппаратов.....	4
Махкамов Руфат Гуломович.....	3
Миралимов М.Х., Адиллов Ф.Ф., Абилов Р.А. Исследования устойчивости дорог, укрепленных габионными конструкциями.....	1
Мубораков Ёрмухаммад Нурупович.....	3
Мухамедов Ж., Абдувахобов Д.А., Комилов Н.М. Влияние на работоспособность равномерности хода почвообрабатывающих машин по глубине обработки почвы.....	3
Мухаммадиев Д.М., Кулиев Т.М., Примов Б.Х. Экспериментальное исследование потребляемой мощности электродвигателя пильного джиги с шелушильной камерой.....	1
Мухаммадиев Д.М., Примов Б.Х., Ибрагимов Ф.Х., Мухаммадиев Т.Д. Исследование времени разгона привода пильного цилиндра джиги.....	4
Набиев Э.С., Самборская Н.А. Особенности многоэлектродной наплавки цилиндрических деталей.....	3
Назаров Ф.Х. Численное исследование осесимметричной турбулентной струи на основе моделей $k - \varepsilon$ и Спаларта – Аллмараса.....	3
Нишонов Н.А. Сейсмическое воздействие на подземный полимерный трубопровод в виде реальных записей землетрясений.....	4
Об Усманходжеева Х.Х.....	4
Основатель современной научной школы по теории механизмов и машин.....	3
Паровик Р.И., Зуннунов Р.Т. Анализ вынужденных колебаний дробного осциллятора.....	4
Парпиев А., Тожибоев А., Элибоева Д., Наврузов Н. К процессу съема волокна с зубьев пил пильного джиги.....	4
Парпиев А., Хусанова Н.А. Влияние пневмотранспортировки на влажность хлопка-сырца.....	3
Пирматов Р.Х., Захаров А.В., Чикматузянц В.С. Графический метод расчета звукоизоляции однослойных ограждающих конструкций.....	2
Равутов Ш.Т. Проблемы повышения эффективности вертикально-шпиндельного хлопоуборочного аппарата	
Ражапова Н., Тадаева Е., Мурадов Р. Пахтани тозалаш заводларида тола сифатини яхшилаш йўллари.....	1
Рахманов У. Оценка усилий потери устойчивости трубопровода при скоростном взаимодействии с грунтом.....	1
Рахманов У. Расчет напряженного состояния взаимодействующей системы " грунт-сооружение" на действие внешних сил с учетом направления действия сейсмической волны и глубины заложения.....	2
Рахматов Р.Р., Рахманов А.А. Применение теории многофазных систем для моделирования процесса вытеснения нефти из пористой среды.....	1
Рашидов Т., Мардонов Б., Кузнецов С.В. Развитие сейсродинамической теории и разработка методов сейсмомоноиторинга зданий, подземных сооружений.....	4
Рашидов Т., Тахиров Ш., Сагдиев Х., Нишонов Н. Будущая лаборатория мирового уровня по сейсмостойкости сооружений и новые горизонты исследований, направленные на решение нужд Республики Узбекистан в этой области.....	1

Рашидов Т.Р., Мардонов Б.М., Мирзаев И.М. Действие сейсмических волн на трубопровод конечной длины, сопряженный с узлами упругими элементами.....	1
Рашидов Т.Р., Юлдашев Ш.С., Карабаева М.У., Бойтемиров М.Б. Состояние вопроса защиты населения, промышленных и гражданских зданий от транспортных вибраций.....	1
Ризаев А.А. Об ученых - механиках, внесших вклад в развитие теории и практики хлопкоуборочных машин.....	4
Ризаев А.А., Йулдашев А.Т., Кулдашев Д.А. Особенности расчета производительности хлопкоуборочной машины.....	3
Рузметов Я.О. О деформированном состоянии груза и подкладок при маневровых соударениях вагонов.....	2
Сагдиев Х.С. Методическая рекомендация для разработки технических паспортов зданий и сооружений.....	1
Сагдиев Х.С., Тешабоев З.Р., Ювмитов А.С., Галиаскаров В.А., Шерниёзов Х.О., Мирзакабилов Б.Н. Оценка соответствия школьных зданий нормам сейсмостойкого строительства.....	1
Садриддинов А.С., Мусурмонов А.Т. Изучение динамики движения садовой почвообрабатывающей машины.....	2
Сайдахмедов Р.Х., Бахадиров К.Г. Исследование влияния различных видов прокатки на кристаллографическую структуру металла.....	4
Салимов Окил Умрзокович.....	3
Саломова М., Рахимов Ф., Косимов Х. Усовершенствование элементов устройства пневмотранспорта.....	1
Саломова К.Д., Турдикулов Х.Х. Статическое напряженное состояние высокой грунтовой плотины с учетом данных натурных наблюдений.....	2
Султанов К.С., Исмоилова С.И., Туланов Ш.Э. Влияние скорости деформирования на прочность хлопчатобумажной пряжи.....	3
Султанов К.С., Исмоилова С.И., Туланов Ш.Э. Приближенный метод оценки прочности хлопчатобумажной пряжи.....	2
Султанов К.С., Исмоилова С.И., Туланов Ш.Э. Прочность хлопчатобумажной пряжи при нерегулярных динамических нагрузках.....	3
Султанов К.С., Исмоилова С.И., Туланов Ш.Э. Процесс обрывания хлопковых пряж при растяжении.....	4
Тожибоев А.С., Парпиев А., Чориев К.Ф., Шерназаров К.Э. Анализ вопроса сепарации хлопка-сырца.....	1
Топганларим ва топинганларим.....	1
Тошболтаев М., Каримов М. Уруғ тозалаш машинасида енгил аралашмалар харакатини тадқиқ этиш.....	1
Тошболтаев М., Холиков Б. Определение максимального угла преодолеваемого подъёма тракторным поездом.....	1
Тошболтаев М., Худайкулиев Р., Солиев Х. Саккиз қаторли культиватор билан рационал агрегатланадиган трактор русумини танлаш алгоритми.....	3
Турдалиев В., Косимов А., Аскаров Н., Хамзаев А. Исследование соударения ножей почвообрабатывающих фрезерных рабочих органов с комками почвы.....	4
Ўзбекистон механиклари.....	2
Ўзбекистонда «Машина ва механизмлар назарияси» фанининг фидойи асосчиси.....	3
Ўзбекистоннинг механик олимлари.....	4
Ўзбекистоннинг механик олимлари.....	3
Умурзаков А.Х., Гафаров И.А., Абдувахобов Д.А. Тишли борона ишчи органларида автотебришлар ҳосил қилиш методи.....	4
Усаров М.К., Аюбов Г.Т., Ювмитов А.С. Расчет напряженно-деформированного состояния сооружений на основе континуальной пластинчатой модели зданий с учетом бимоментов при сейсмических воздействиях.....	3
Усманов Х.С., Аббозов И.З., Долиев А.Т. Тозалаш жараёнида қозикчали барабанлари пахтанинг табиий хусусиятларига таъсирининг назарий таҳлили.....	3
Устозлар устози.....	3
Файзибаев Ш.С., Валиев Ш.С., Самборская Н.А. Условия возникновения трещин на поверхности гребней бандажей колесных пар.....	2
Хасанов А.З., Хасанов З.А., Набиева Н.А., Хасанов Ж.А. Решение задачи распространения напряжений в грунтах при воздействии на скважину осесимметричных радиальных эффективных напряжений.....	4
Хожметов Г.Х. К новой редакции раздела IV «Подземные сооружения и инженерные сети» КМК 2.01.03-96 – «Строительство в сейсмических районах».....	2
Хожметов Г.Х., Ювмитов А.С. Сейсмические колебания зданий, соединенных динамическим гасителем колебаний с учетом взаимодействия фундамента с грунтом основания.....	4
Худайкулиев Р.Р., Джураева Н.Б., Примкулов Б.Ш. Методика численного решения поперечных колебаний системы «стойка-рыхлительная лапа» при обработке почвы широкозахватным культиватором.....	1
Хужаев И.К., Ахмаджонов С.С., Аминов Х.Х. Решение задачи о закачке газа в элементарный участок трубопровода в приближении «короткого» трубопровода.....	3

Хужаёров Б.Х., Усмонов А.И. Перенос вещества в пористых цилиндрических средах с фрактальной структурой.....	3
Хуррамов Ш.Р., Бахадиров Г.А., Абдукаримов А. Особенности кривого контакта в несимметричном двухвалковом модуле.....	4
Хуррамов Ш.Р., Бахадиров Г.А., Абдукаримов А. Углы контакта со свободным верхним валком двухвалкового модуля.....	4
Ҳожинова Максуда Аъзамовна.....	3
Шарипов Х.Н., Ахмедходжаев Х.Т., Мардонов Б.М. Аррали жинда, якка ва тизимли чигитларнинг ботиқ профили колосник бўйлаб ҳаракатининг назарий тадқиқоти.....	4
Шермухамедов А.А., Аннакулова Г.К., Астанов Б.Ж.. Анализ динамического расчета и экспериментальных результатов гидравлической навесной системы энергонасыщенного универсально-пропашного трактора.....	2
Ширинкулов Тошпўлат Ширинкулович.....	3
Шоумарова М.М., Абдиллаев Т.. Чимкиркар – плуг иш сифатини оширадиган воситадир.....	4
Шоумарова М., Абдиллаев Т. Влияние радиуса шпиндельного ролика на полноту сбора хлопка-сырца.....	1
Шоумарова Мухайё 80 ёшда.....	2
Эшкابيлов О.Х., Гулямов Г., Абед Н.С., Негматов С.С., Тухташева М.Н. Установка и методика определения антифрикционных свойств антистатически-теплопроводящих композиционных полимерных материалов, взаимодействующих с хлопком-сырцом.....	2

МУНДАРИЖА

Т. Рашидов, Б. Мардонов, С. В. Кузнецов. Сейсморинамика назариясини ривожланиши ва бинолар, ер ости иншоотларининг сейсмик химоялаш услубларини ишлаб чиқиш.....	3
Р. И. Каримов, Н. Н. Бегимов, Ш. А. Садуллаев. Эркинлик даражаси бир ва икки бўлган планетар-ричагли механизмнинг кинематик параметрларини аниқлаш.....	7
Д. А. Бекмирзаев. Фазовий сейсмик кучлар таъсиридаги мураккаб ноортогонал шаклдаги ер ости қувурларининг сейсморинамикаси.....	11
Н. А. Нишонов. Ер ости полимер қувурларига зилзаланинг реал ёзувлари кўринишидаги сейсмик таъсирлар.....	15
Х. А. Акрамов, Ш. А. Умаров. Композитли арматураланган балканинг кучланганлик-деформацияланганлик ҳолати тадқиқоти.....	18
Р. И. Паровик, Р. Т. Зуннунов. Каср тартибли осцилляторнинг мажбурий тебраниши таҳлили.....	20
Г. Х. Хожметов, А. С. Ювмитов. Замин ғрунти ва пойдевор орасидаги ўзаро таъсирни ҳисобга олган ҳолда динамик сўндиргичлари билан боғланган биноларнинг сейсмик тебраниши.....	23
Ш. М. Давлятов. Цилиндрик қобикларнинг кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини экспериментал тадқиқ этиш.....	27
Ш. Р. Хуррамов, Г. А. Бахадиров, А. Абдукаримов. Икки валли модуларнинг контакт эгри қизикларини моделлаштириш.....	32
Р. Д. Матчанов, А. А. Ризаев, С. Усаров, А. Г. Толибаев, Дж. Темиров. Пахта териш аппаратлари ишига таъсир этувчи омилларнинг таҳлили.....	36
А. Парпиев, А. Тожибоев, Д. Элибоева, Н. Наврузов. Пахта толасини аррали жин тишларидан ажратиб олиш жараёни.....	41
Д. М. Мухаммадиев, Б. Х. Примов, Ф. Х. Ибрагимов, Т. Д. Мухаммадиев. Жин аррали цилиндрли узатмасининг тезлашиш вақтини тадқиқоти.....	46
Ш. Т. Равутов. Вертикал шпинделли пахта териш аппарати самарадорлигини ошириш муаммолари.....	51
Х. Н. Шарипов, Х. Т. Ахмедходжаев, Б. М. Мардонов. Аррали жинда, якка ва тизимли чигитларнинг ботик профилли колосник бўйлаб ҳаракатининг назарий тадқиқоти.....	56
А. З. Хасанов, З. А. Хасанов, Н. А. Набиева, Ж. А. Хасанов. Қудуқда ўқий симметрик радиал эффектли кучланишлар таъсиридаги ғрунтда кучланишларнинг тарқалиш масаласи ечими.....	59
В. Турдалиев, А. Қосимов, Н. Асқаров, А. Хамзаев. Тупроққа ишлов берадиган фрезали ишчи орган пичоклари билан тупроқдаги кесаклар орасидаги зарбанинг тадқиқи.....	63
М. Шоумарова, Т. Абдиллаев. Чимқирқар – плуг иш сифатини оширадиган воситадир.....	67
К. С. Султанов, С. И. Исмоилова, Ш. Э. Туланов. Чўзилишда пахта ипининг узилиш жараёни.....	70
Р. Х. Сайдахмедов, К. Г. Бахадиров. Металл кристаллографик структурасига ҳар хил турдаги прокатлашнинг таъсирини ўрганиш.....	73
А. У. Мамажонов, Й. М. Махкамов, С. М. Мирзабабаева, А. А. Исмоилов. АЦФ-3М қўшимчали бирикмада тўлдиргичнинг цементли тошнинг қотиш жараёнига таъсири.....	77

Илмий ахборотлар

Ў. Ш. Жўраев. Текис тўлқинлар таъсири остида бўлган, чуқур ва саёз ўрнатилган тоннелларнинг сонли ҳисоби..	80
М. Э. Мадалиев. Секин айланма ҳаракат қилаётган оқимга турбулент моделлари SA ва SARC ни татбиқ қилиш.	82
Т. М. Қулиев, Э. Т. Мақсудов, Р. Ш. Сулаймонов, Д. Х. Умарходжаев. Қўл ва машина ёрдамида териляётган пахтадан ишлаб чиқариляётган тола сифатини ошириш.....	86
А. Т. Журабоев, Қ. М. Холиков, Т. К. Алламуратова, М. М. Мукимов. Шакл сақлаш хусусияти юқори бўлган икки қатламли трикотажнинг технологик кўрсаткичларини тадқиқ этиш.....	90
А. Х. Абдужабаров, М. Х. Мехмонов. Ҳаракатдаги транспорт таъсиридан кўприк четки таянчининг тебраниши.....	94
А. Х. Умурзаков, И. А. Гафаров, Д. А. Абдувахобов. Тишли борона ишчи органларида автотебранишлар ҳосил қилиш методи.....	98
Х. А. Акрамов, Ш. М. Давлятов. Стерженли вант-қобикли тизимлари – қурилишдаги инновацион конструкциялар тадқиқининг асосидир.....	102
С. И. Комилов, А. А. Абдулхайзода. Йўл кўтарма қатлами кўрсаткичлари ўзгаришининг устуворлик коэффициентига боғлиқлиги.....	106
А. У. Мамажонов, Э. М. Юнусалиев, Б. Қ. Рахмонов, З. А. Абобакирова. Йиғма темирбетон элементларни ишлаб чиқаришда АЦФ-3М қўшимчасидан фойдаланиш тажрибаси ҳақида.....	110

Хроника

А. А. Ризаев. Пахта териш машиналари назарияси ва амалиётининг ривожланишига ҳисса қўшган механик олимлар ҳақида.....	113
Ҳ. Ҳ. Усмонхўжаев ҳақида.....	114
Академик Сарвар Мукадирович Кадиров – 80 ёшда.....	116
Ўзбекистоннинг механик олимлари.....	117

СОДЕРЖАНИЕ

Т. Рашидов, Б. Мардонов, С.В. Кузнецов. Развитие сейсmodинамической теории и разработка методов сейсмозащиты зданий, подземных сооружений.....	3
Р.И. Каримов, Н.Н. Бегимов, Ш.А. Садуллаев. Определение кинематических параметров планетарно-рычажного механизма с одной и двумя степенями подвижности.....	7
Д.А. Бекмирзаев. Сейсmodинамика подземных трубопроводов сложной неортогональной конфигурации при воздействии пространственной сейсмической нагрузки.....	11
Н.А. Нишонов. Сейсмическое воздействие на подземный полимерный трубопровод в виде реальных записей землетрясений.....	15
Х.А. Акрамов, Ш.А. Умаров. Исследование напряженно-деформированного состояния балок с композитным армированием.....	18
Р.И. Паровик, Р.Т. Зуннунов. Анализ вынужденных колебаний дробного осциллятора.....	20
Г.Х. Хожметов, А.С. Ювмитов. Сейсмические колебания зданий, соединенных динамическим гасителем колебаний с учетом взаимодействия фундамента с грунтом основания.....	23
Ш.М. Давлятов. Экспериментальные исследования напряженно - деформированного состояния цилиндрических оболочек.....	27
Ш.Р. Хуррамов, Г.А. Бахадиров, А. Абдукаримов. Особенности кривого контакта в несимметричном двухвалковом модуле.....	32
Р.Д. Матчанов, А.А. Ризаев, С.Усаров, А.Г. Толибаев, Дж. Темиров. Анализ факторов, влияющих на работу хлопкоуборочных аппаратов.....	36
А. Парпиев, А.Тожибоев, Д.Элибоева, Н.Наврзов. К процессу съема волокна с зубьев пил пильного джина.....	41
Д.М. Мухаммадиев, Б.Х. Примов, Ф.Х. Ибрагимов, Т.Д. Мухаммадиев. Исследование времени разгона привода пильного цилиндра джина.....	46
Ш.Т. Равутов. Проблемы повышения эффективности вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата	51
Х.Н. Шарипов, Х.Т. Ахмедходжаев, Б.М. Мардонов. Теоретические исследования движения одиночной и системы семян по колосники с вогнутыми профилем пильного джина.....	56
А.З. Хасанов, З.А. Хасанов, Н.А. Набиева, Ж.А. Хасанов. Решение задачи распространения напряжений в грунтах при воздействии на скважину осесимметричных радиальных эффективных напряжений.....	59
В.Турдалиев, А.Косимов, Н.Аскарров, А.Хамзаев. Исследование соударения ножей почвообрабатывающих фрезерных рабочих органов с комками почвы.....	63
М. Шоумарова, Т. Абдиллаев. Предплужник – средство, улучшающее качество работы плуга.....	67
К.С. Султанов, С.И. Исмоилова, Ш.Э. Туланов. Процесс обрывания хлопковых прядей при растяжении.....	70
Р.Х. Сайдахмедов, К.Г. Бахадиров. Исследование влияния различных видов прокатки на кристаллографическую структуру металла.....	73
А.У. Мамажонов, Й.М. Махкамов, С.М. Мирзабабаева, А.А. Исмоилов. Влияние наполнителя в сочетании с добавкой АЦФ-3М на процесс твердения цементного камня.....	77

Научные сообщения

У.Ш. Жураев. Расчёт колебаний тоннелей мелкого и глубокого заложения при действии плоской волны.....	80
М.Э. Мадалиев. Исследование моделей турбулентности SA и SARC для расчета слабо закрученных течений.....	82
Т.М. Кулиев, Э.Т. Мақсудов, Р.Ш. Сулаймонов, Д.Х. Умарходжаев. Повышение качества выпускаемого волокна вырабатываемого из хлопка-сырца ручного и машинного сбора.....	86
А.Т. Журабоев, К.М. Холиков, Т.К. Алламуратова, М.М. Мукимов. Исследование технологических параметров формоустойчивого двухслойного трикотажа.....	90
А.Х. Абдужаббаров, М.Х. Мехмонов. Вибрационные воздействия от движущегося транспорта на береговую опору моста.....	94
А.Х. Умурзаков, И.А. Гафаров, Д.А. Абдувахобов. Способ получения автоколебаний рабочих органов зубовой борона.....	98
Х.А. Акрамов, Ш.М. Давлятов. Стержневые вантово-оболочечные системы, как основа создания инновационных конструкций в строительстве.....	102
С.И. Комилов, А.А. Абдулхайзод. Зависимость коэффициента устойчивости от изменения показателей слоя насыпи.....	106
А.У. Мамажонов, Э.М. Юнусалиев, Б.К. Рахмонов, З.А. Абобакирова. Об опыте применения добавки АЦФ-3М при производстве сборных железобетонных изделий.....	110

Хроника

А.А. Ризаев. Об ученых - механиках, внесших вклад в развитие теории и практики хлопкоуборочных машин.....	113
Об Усманходжеева Х.Х.....	114
Академику Сарвару Мукадировичу Кадилову – 80 лет.....	116
Ученые-механики Узбекистана.....	117