

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI  
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА  
МУАММОЛАРИ

O‘ZBEKISTON  
JURNALI

3  
2020

УЗБЕКСКИЙ  
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ  
МЕХАНИКИ

*Журнал под таким названием издается с января 1992 г.*

Ташкент – 2020

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

*И.о. главного редактора* – докт. техн. наук, проф. Г.Х. ХОЖМЕТОВ  
*Отв. секретарь* – PhD Н.А. НИШОНОВ

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

*В работе редколлегии принимают участие:*

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

*Адрес редакции:*

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

*Телефон:* + 99871 262-78-34

*Факс:* +99871 262-71-52

*E-mail:* [tur.rashidov@list.ru](mailto: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.

## ЛИДЕР МЕХАНИКОВ УЗБЕКИСТАНА

Ушел из жизни великий учёный с мировым именем, академик АН РУз Турсунбай Рашидов. 7 октября 2020 г. в возрасте 86 лет скончался Герой истории строительства Ташкентского метрополитена, знаменитый учёный-механик Турсунбай Рашидович Рашидов.



*Академик Т.Рашидов 2019 г.*

Турсунбай Рашидович Рашидов – видный ученый в области механики, доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки Узбекистана, лауреат Государственной премии Узбекистана им. Абу Райхана Беруни в области науки и техники, лауреат премии Совета Министров бывшего Союза.

Т.Р. Рашидов - основоположник и автор сейсмодинамической теории сложных систем подземных сооружений и руководитель современной научной школы антисейсмоков республики, организатор проведения комплексных научных исследований в области механики и внедрения их результатов в народное хозяйство, общественный деятель, внесший большой вклад в развитие и организацию науки, техники и высшего образования в Узбекистане.

Турсунбай Рашидович Рашидов родился 27 мая 1934 г. в городе Ташкенте в семье ремесленника. В 1951 г. с золотой медалью он закончил среднюю школу, а в 1956 г. окончил физико-математический факультет Среднеазиатского государственного университета (ныне – Национальный университет Узбекистана им. Мирзо Улугбека). После окончания университета поступил в аспирантуру, затем работал младшим, старшим научным сотрудником, заведующим лабораторией, заместителем директора по науке, директором Института механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз, ректором Ташкентского института текстильной и легкой промышленности, учёным-секретарем, Вице-президентом АН РУз.

В 1964 г. защитил кандидатскую диссертацию под руководством акад. М.Т.Уразбаева на тему: «К вопросу динамической теории сейсмостойкости подземных трубопроводов». В 1966 г. 32-летний молодой ученый Турсунбай Рашидов был назначен директором Института механики и сейсмостойкости сооружений Академии наук Узбекистана.

### **Деятельность в восстановлении Ташкента**

Необходимо также отметить, что Турсунбай Рашидов участвовал в восстановлении Ташкента, разрушенного после землетрясения 26 апреля 1966 г. Разрушительная сила землетрясения оставила без крова свыше 300 тысяч человек из 1,5 миллиона проживавших тогда в столице.

Как вспоминал Турсунбай Рашидов, землетрясение совпало с его назначением на пост директора Института механики и Вычислительного центра АН УзССР (в 1966 г. – Институт механики и сейсмостойкости сооружений). По словам академика Рашидова, в 10 часов утра было проведено заседание, где и была утверждена его кандидатура. После этого они сразу же вышли на улицу, чтобы оценить разрушения. Получается, что в первый же день его новой работы судьба послала ему большие испытания, с чем ему удалось справиться.

Т.Р. Рашидовым научно обосновано применение сейсмоизолирующих элементов в зданиях и разработано принципиально новое конструктивное решение зданий со слоисто-эластомерными опорами, способными снизить воздействие землетрясения на 2 балла. Данная разработка использована при строительстве экспериментального 9-этажного 36 - квартирному жилого дома (№ 7э, серии 148) на слоисто-эластомерных опорах, построенного в 1996 – 1997 гг. на массиве Мирабад. Уменьшение воздействия землетрясения проверено натурным экспериментом, что подтверждает теоретические предпосылки.

В Институте механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз, директором которого Т.Р. Рашидов стал именно 26 апреля 1966 г. – в день Ташкентского землетрясения, в период с 1966 по 1970 г. проведен обширный анализ сейсмических воздействий на сооружения в эпицентральной зоне, определены интенсивность землетрясения и границы сейсмических зон по макросейсмическому эффекту на основе специально разработанной методики. Решены основные вопросы по теоретическому обоснованию ликвидации последствий землетрясения и застройки нового Ташкента, переводу основной части территории в девятибалльную зону, характеру конструкций, высоте новых зданий в центральной части города, приспособлению существующих типовых проектов для массового строительства в условиях девятибалльной зоны, разработаны типовые конструкции и основные положения по восстановлению зданий после землетрясений.



*Восстановление Ташкента после землетрясения 1966 года*

На базе сейсמודинамической теории и исследований, выполненных руководимым им коллективом ученых, впервые в мировой практике созданы строительные нормы и правила для подземных сооружений в сейсмических районах, утвержденные в качестве республиканского нормативного документа.

### **Один из основателей Ташкентского метро**

Турсунбай Рашидов, к тому времени ведущий учёный с мировым именем в сфере сейсмомеханики и сейсмостойкости, на основе научных методов теоретической и прикладной математики и волновой механики создал концепцию модели строительства особо прочного сооружения – метро, рассчитанного выдержать землетрясение до 9 баллов. В конце 1970 г. союзное правительство утвердило долгожданный проект строительства метро в городе Ташкенте и выделило на эти цели 6 миллиардов рублей (более 7 миллиардов американских долларов) денежных средств, необходимые материальные ресурсы, направило в Ташкент более сотни высококвалифицированных ученых и практиков строительства и проектирования метро.

Турсунбай Рашидов в качестве представителя Академии наук Узбекистана принимал активное участие в процессе проектирования и строительства первой очереди метро.

В 1971 г. Турсунбай Рашидов защитил докторскую диссертацию на тему: «Проблемы теории динамики сейсмической устойчивости наиболее сложных подземных сооружений в контексте волновой механики» и получил учёную степень доктора технических наук.

6 ноября 1977 г. произошло долгожданное, важное, историческое для Узбекистана событие – была сдана в эксплуатацию первая очередь первого в Центральной Азии метро и в торжественной обстановке состоялось открытие ташкентской подземной железной дороги.



*Подарок от Мытищинского вагоностроительного завода*

В 1983 г. Т.Р. Рашидову была присуждена Государственная премия РУз им. Абу Райхана Беруни в области науки и техники за цикл работ: «Создание и внедрение сейсмомодинамической теории подземных сооружений».

В 1989 г. «За научное руководство в разработке проекта строительства метрополитена в Ташкенте» он был награжден премией Совета министров бывшего Союза.

### **Мировое признание**

Турсунбай Рашидов – учёный, который получил признание и уважение в мировом масштабе. В частности, он являлся «почётным гражданином города Мемфис» в США. Получил звание почетного профессора и доктора многих авторитетных университетов мира. В 2000 г. мировым биографическим обществом академик Турсунбай Рашидов внесён в список «Известные люди XX века».



*Т.Рашидов с научным руководителем член-корр. АН СССР А.Ильюшиным*

Турсунбай Рашидов также возглавлял ведущую лабораторию Института механики и сейсмостойкости сооружений Академии наук Узбекистана, был главным редактором Узбекского журнала «Механика муаммолари» («Проблемы механики»), который издается на узбекском, русском и английском языках.

Турсунбай Рашидов — автор 17 монографий и более 525 научных статей, имеет 16 авторских свидетельств, ответственный редактор свыше 70 сборников и монографий, им подготовлено 7 докторов наук и 45 кандидатов. Один из его учеников избран академиком АН РУз, шестеро его

учеников являются лауреатами Государственной премии Узбекистана, а 15 – лауреатами различных премий Союза молодёжи в области науки и техники.

Напомним, в честь 27-летия независимости Узбекистана Президент Шавкат Мирзиёев наградил академика Турсунбая Рашидовича Рашидова орденом «Мехнат Шухрати».



*Президент Ш.Мирзиёев поздравляет Т.Рашидова с вручением ордена «Мехнат Шухрати»*



*Академик Т.Рашидов. 2018 г.*

Имя Т.Р. Рашидова как автора фундаментальных исследований в области строительной механики и теории волн и колебаний, механики деформируемого твердого тела, сейсмостойкости подземных и наземных сооружений, динамики оснований и фундаментов получило признание среди ученых-механиков мира.

Светлая память о нем навсегда сохранится у его учеников и всех тех, кто знал учёного.

Т.Р.Рашидов как главный редактор Узбекского журнала «Проблемы механики» прилагал максимум усилий для поднятия авторитета и престижа науки как в Узбекистане, так и за его пределами.

Узбекский журнал «Проблемы механики» основан в 1992 г. по его инициативе, и все эти годы Т.Р. Рашидов осуществлял свою деятельность в качестве главного редактора. Журнал в последние годы под эгидой Национальной программы по подготовке кадров публикует статьи, где освещаются проводимые в вузах научно-исследовательские работы, вопросы подготовки магистров, раскрытия роли и значения науки в жизни общества.

*Редколлегия журнала.*

### ПОПЕРЕЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СОПРЯЖЕННОГО С МАССИВНЫМ УЗЛОМ ПОДЗЕМНОГО ТРУБОПРОВОДА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПЛОСКОЙ ПРОДОЛЬНОЙ ВОЛНЫ

На основе анализа литературных источников в работе [1] указано, что в относительно длинном трубопроводе для частот  $\omega < 20$  Гц динамическими эффектами можно пренебречь и при определенных размерах труб и жесткости грунта не возникнет значительного числа колебаний в кольцевом направлении. При этом увеличение жесткости грунта приведет к уменьшению длины волн, критических нагрузок резонансных колебаний трубопровода. Наибольший эффект взаимодействия проявляется в жестких трубах, уложенных в мягких грунтах. Все эти закономерности в большей степени относятся к случаю, когда сечения трубопровода под действием волны совершают только продольное смещение. Их поперечное движение при падении волны, фронт, который составляет произвольный угол с осью трубопровода, мало изучены. Задача о поперечных колебаниях трубопровода при действии высокочастотной продольной волны фронтом параллельной оси трубопровода рассмотрена в работе [2]. В более общей постановке задачи динамики о взаимодействии пространственно расположенных систем трубопроводов с окружающей средой при действии продольных волн рассмотрены в монографии [3].

В [4] получена оценка продольного напряжения в трубопроводах, подверженных падающей поперечной волне, на основе параметрического исследования. Результаты анализа реакции одномерного участка используются для расчета осевых и изгибающих деформаций трубопроводов, подверженных воздействию гармонической волны.

В работе [5] изучены отражение бегущей волны изгиба от распределенной массы, прикрепленной к трубопроводу, и ее прохождение. Решение обратной задачи позволяет определить начальную координату распределенной массы и ее значение, используя параметры отраженной волны в точке наблюдения.

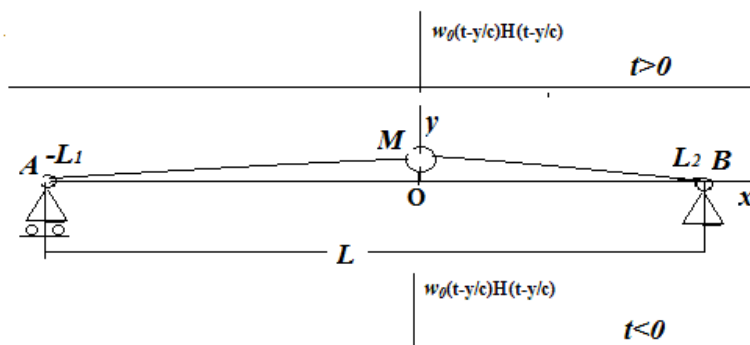


Рис. 1. Схема обтекания, сопряженного с узлом трубопровода продольной волной  $w_0(t-y/c)H(t-y/c)$

Рассмотрим случай воздействия плоской продольной волны на трубопровод конечной длины с шарнирно закрепленными концами и шарнирно сопряженным с массивным узлом. Фронт волны параллелен и ось заглубленного трубопровода в грунтовой среде параллельна свободной поверхности полупространства. Пренебрегаем такими эффектами, как влияние трубопровода на волновое поле вблизи него и отраженные волны от свободной поверхности. Направим ось  $Ox$  вдоль оси трубопровода слева направо, начало координат установим в сечении, где трубопровод шарнирно закреплен к массивному узлу. Пренебрегаем временем обтекания волны поверхности трубопровода и считаем, что воздействие волны на трубопровод происходит в момент времени  $t=0$  (рис. 1). Уравнение для прогиба  $w=w(x,t)$  записывается в виде

$$EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \pi D_1 k [w - w_0(t)] = 0, \quad (1)$$

где  $E$  – модуль Юнга;  $J$  – момент инерции сечения;  $D_1$  – внешний диаметр трубопровода;  $m = \rho S$  – его погонная масса;  $S = \pi [D_1^2 - (D_1 - 2\delta)^2] / 4$ ;  $\rho$ ,  $\delta$  – плотность материала и толщина стенок тру-

бoпpовoдa;  $k$  – кoэффициeнт упpугoгo oтпoрa гpунтa;  $w_0(t)=w_0(t-y/c)H(t-y/c)$  – пeрeмeщeниe чacтиц гpунтa зa фpoнтoм вoлны, oсь  $Oy$  нaпpaвлeнa пeрпeндикyляpнo к oси тpyбoпpовoдa (cм. pиc. 1);  $c$  – cкopocть pacпpocтpaнeния пpoдoльнoй вoлны;  $H(z)$  – eдиничнaя фyнкция Хeвиcайдa.

Пoлaгaeм, чтo  $w=w_1(x,t)$  и  $w=w_2(x,t)$  cooтвeтствeннo в интepвaлax  $-L_1 < x < 0$ ,  $0 < x < L_2$ . Пpогибы  $w_1(x,t)$  и  $w_2(x,t)$  yдoвлeтвopяют yрaвнeнию (1).

Рacсмoтpим cлyчaй, кoгдa кoнцы бaлкки  $x=L_1$  и  $x=L_2$  шapниpнo зaкpeплeны:

$$w_1 = 0, \quad \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} = 0 \quad \text{пpи } x=-L_2, \quad w_2 = 0, \quad \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} = 0 \quad \text{пpи } x=L_2. \quad (2)$$

Считaeм, чтo бaлкa в сeчeнии  $x=0$  шapниpнo зaкpeплeнa c yзлoм мaccoй  $M$ , coвepшaющим тoлькo вepтикaльнoe пeрeмeщeниe  $w=w_k(t)$ . Тaким oбpазoм, в этoм сeчeнии бaлкки выпoлняютcя cлeдyющиe ycлoвия:

$$w_1 = w_2 = w_k, \quad \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} = 0, \quad M \frac{d^2 w_k}{dt^2} = EJ \left( \frac{\partial^3 w_1}{\partial x^3} - \frac{\partial^3 w_2}{\partial x^3} \right) - S_0 k_0 [(w_k - w_0(t))] \quad \text{пpи } x = 0, \quad (3)$$

гдe  $M$  – мacca yзлa;  $k_0$  – кoэффициeнт упpугoй cвязи yзлa c oкpyжaющeй cpeдoй;  $S_0$  – плoщaдь кoнтaктa yзлa c внeшнeй cpeдoй.

Рacсмoтpим cлyчaй пaдeния нa тpyбoпpовoд гapмoничecкoй вoлны  $w_0=A_0 \sin \omega(t-y/c)$  ( $A_0$  – aмплитyдa;  $\omega$  – чacтoтa кoлeбaний чacтиц гpунтa зa фpoнтoм вoлны). Изyчим ycтaнoвившиecя кoлeбaния сeчeний тpyбoпpовoдa и yзлa. Pешeниe yрaвнeния (1) и пeрeмeщeниe yзлa пpeдcтaвим в видe

$$w_1 = v_1(x) \sin \omega t, \quad w_2 = v_2(x) \sin \omega t, \quad w_k = v_0 \sin \omega t. \quad (4)$$

Здeсь  $w_i(x)$  – yдoвлeтвopяют yрaвнeнию (1) и, coглacнo (2) и (3), ycлoвиям

$$v_i^{iY} + \beta(\alpha^2 - \omega^2)v_i = \beta \alpha^2 A_0, \quad (i = 1, 2), \quad (5)$$

$$v_1(-L_1) = v_1''(-L_1) = 0, \quad v_2(L_2) = v_2''(L_2) = 0, \quad (6)$$

$$v_1''(0) = 0, \quad v_2''(0) = 0, \quad v_1(0) = v_2(0) = v_0 \quad (7)$$

$$-\omega^2 M v_0(0) = EJ[v_1''(0) - v_2''(0)] - S_0 k_0 v_0, \quad (8)$$

$$\beta = m/EJ, \quad \alpha^2 = c/m.$$

Решения уравнений (5) зависят от знака разности  $\alpha^2 - \omega^2$  и удовлетворяют условиям (6). Pacсмoтpим вoздeйствиe кoрoткoй вoлны  $L_v=c/\omega$ , гдe пoлaгaeм  $\omega > \alpha$ , тoгдa pешeния yрaвнeний (5) пoлyчим в видe

$$v_1 = q + A_1 Y_1[\lambda(\xi + \bar{L}_1)] + A_2 Y_2[\lambda(\xi + \bar{L}_1)] + A_3 Y_3\{\lambda(\xi + \bar{L}_1)\} + A_4 Y_4\{\lambda(\xi + \bar{L}_1)\},$$

$$v_2 = q + B_1 Y_1[\lambda(\bar{L}_2 - \xi)] + B_2 Y_2[\lambda(\bar{L}_2 - \xi)] + B_3 Y_3\{\lambda(\bar{L}_2 - \xi)\} + B_4 Y_4\{\lambda(\bar{L}_2 - \xi)\}.$$

Здeсь  $q = -\gamma/\lambda^2$ ;  $\lambda = \sqrt{\bar{\omega}^2 - \gamma}$ ;  $\gamma = \pi D_1 k E^3 / EJ$ ;  $\bar{\omega} = \omega L^2 \sqrt{m/EJ}$ ;  $\xi = x/L$ ,  $\bar{L}_1 = L_1/L$ ;  $\bar{L}_2 = L_2/L$ ;  $L = L_1 + L_2$ ;  $Y_i(z)$  – фyнкции Кpылoвa, имeющиe вид

$$Y_1(z) = \frac{chz + \cos z}{2}, \quad Y_2(z) = \frac{shz + \sin z}{2}, \quad Y_3(z) = \frac{chz - \cos z}{2}, \quad Y_4(z) = \frac{shz - \sin z}{2},$$

$A_i$  и  $B_i$  – пocтoяннe, oпpeдeляeмыe из гpaничныx ycлoвий (6) и (7).

Выpажeния для пpoгибoв имeют вид

$$v_1 = q[1 - Y_1[\lambda(\xi + \bar{L}_1)] + m_{01} Y_4[\lambda(\xi + \bar{L}_1)]] + (v_0 - d_1) w_{10}(\xi) / w_{10}(0), \quad (9)$$

$$w_{10} = Y_2[\lambda(\xi + \bar{L}_1)] - n_{01} Y_4[\lambda(\xi + \bar{L}_1)], \quad m_{01} = Y_1''(\lambda \bar{L}_1) / Y_4''(\lambda \bar{L}_1), \quad n_{01} = Y_2''(\lambda \bar{L}_1) / Y_4''(\lambda \bar{L}_1),$$

$$d_1 = q[1 - Y_1(\lambda \bar{L}_1)] + m_{01} Y_4(\lambda \bar{L}_1),$$

$$v_2 = q[1 - Y_1[\lambda(\bar{L}_2 - \xi)] + m_{02} Y_4[\lambda(\bar{L}_2 - \xi)]] + (v_0 - d_2) w_{20}(\xi) / w_{20}(0), \quad (10)$$

$$w_{20} = Y_2[\lambda(\bar{L}_2 - \xi)] - n_{02} Y_4[\lambda(\bar{L}_2 - \xi)], \quad m_{02} = Y_1''(\lambda \bar{L}_2) / Y_4''(\lambda \bar{L}_2), \quad n_{02} = Y_2''(\lambda \bar{L}_2) / Y_4''(\lambda \bar{L}_2),$$

$$d_2 = q[1 - Y_1(\lambda \bar{L}_2)] + m_{02} Y_4(\lambda \bar{L}_2).$$



Подставляя выражения  $v_1'''(0)$  и  $v_2'''(0)$  в (8), составим уравнение для определения амплитуды колебаний узла, решение которого имеет вид

$$v_0 = [q_1(\bar{\omega}) - q_2(\bar{\omega}) + \gamma_0] / [\gamma_0 - \alpha_0 \bar{\omega}^2 - z_1(\bar{\omega}) + z_2(\bar{\omega})], \quad (11)$$

где  $\gamma_0 = S_0 L^2 k_0 / EJ$ ,  $\alpha_0 = M / mL$ ,  $q_1 = q[-Y_2'''(\lambda L_1) - d_1 u_{10}(0) / w_{10}(0) + m_{01} Y_4''(\lambda \bar{L}_1)]$ ,

$$q_2 = q[-Y_2'''(\lambda L_1) - d_2 u_{20}(0) / w_{10}(0) + m_{02} Y_4''(\lambda \bar{L}_2)], \quad u_{10} = Y_2''(\lambda \bar{L}_1) - n_{01} Y_4'''(\lambda \bar{L}_1),$$

$$u_{20} = Y_2''(\lambda \bar{L}_2) - n_{02} Y_4'''(\lambda \bar{L}_2), \quad z_1 = u_{10} / w_{10}, \quad z_2 = u_{20} / w_{10}.$$

Амплитуда осевых напряжений в трубопроводе определяется по формуле

$$\bar{\sigma}_i = 2EJv_i''(x) \quad (i = 1, 2). \quad (12)$$

В качестве примера рассматривается задача о поперечных колебаниях стального трубопровода длиной  $L = 10$  м, горизонтально расположенного на дневной поверхности грунтовой среды на глубине  $h_0 = 0.6$  м. Среднее сечение трубопровода шарнирно закреплено к бетонному узлу в виде кругового цилиндра. Площадь поверхности узла и объем соответственно определяются по формулам  $S_0 = 2\pi(R_1^2 - R_2^2 + R_1 h)$ ,  $V = \pi(R_1^2 - R_2^2)h$ , где  $R_1$  и  $R_2$  – внешний и внутренний радиусы цилиндра;  $h$  – его высота.

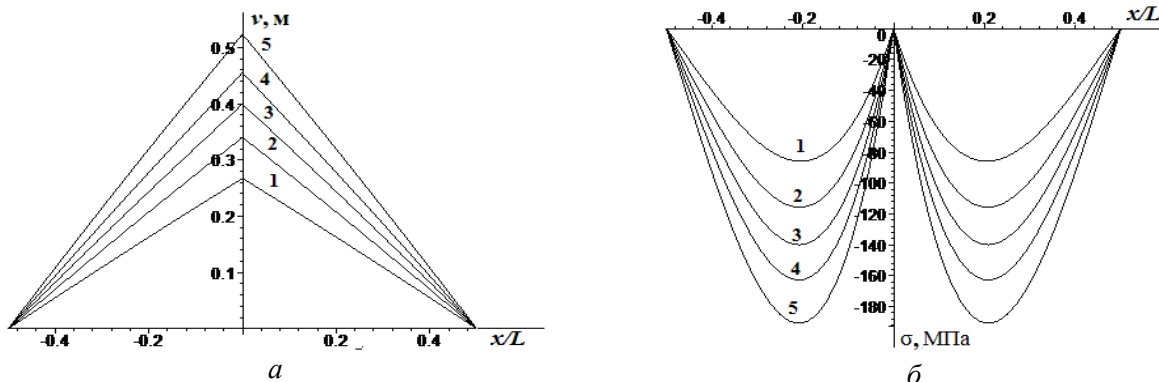
Амплитуда вертикального перемещения узла при действии волны определяется по формуле (11), где следует полагать  $L_1 = L_2 = L/2$ ,  $M = \rho_b V$  ( $\rho_b$  – плотность бетона).

Расчеты проводились для значений частоты воздействия  $\omega$ , близких к резонансному. В расчетах принято  $D_1 = 0.2$  м,  $\delta = 0.01$  м,  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па,  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>,  $L_1 = L_2 = L/2$  ( $v_1 = v_2 = v$ ,  $\bar{\sigma}_1 = \bar{\sigma}_2 = \bar{\sigma}$ ),  $k = 2 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>. Расчеты проводились для случаев, когда амплитуда максимального напряжения в сечениях трубопровода не превосходила значения 200 МПа, амплитуда перемещения узла удовлетворяла условию  $v_0 \leq h_1$ , где  $h_1$  – расстояние от верхней границы узла до дневной поверхности, определяемой по формуле

$$v_0 \leq h_0 - h + \delta + D_1. \quad (13)$$

На рис. 2 представлены графики распределения амплитуд колебания прогибов  $v(a)$  и напряжений  $\bar{\sigma}(b)$  по переменной  $x/L$  в сечениях трубопровода при различных значениях частоты колебаний частиц грунта  $\omega$ , коэффициента упругой связи узла с трубопроводом  $k_0$  (Н/м<sup>2</sup>). Геометрические данные узла в виде цилиндра из бетона с плотностью  $\rho_b = 5000$  кг/м<sup>3</sup> равны  $R_1 = 0.14$  м,  $R_2 = 0.1$  м,  $h = 0.332$  м. При этом общая площадь контакта узла с грунтом и его масса соответственно будут равны  $S_0 = 0.352$  м<sup>2</sup>,  $M = 50$  кг, а расстояние узла до свободной границы  $h_1 = 0.508$  м. Колебание узла происходит за счет действия волны и перерезывающей силы, возникающей в точке контакта узла с трубопроводом. При малых значениях коэффициента связи узла с грунтовой средой его амплитуда определяется действием перерезывающей силы, что приводит к росту максимального значения осевого напряжения. Эта закономерность подтверждается графиками, представленными на рис. 2, для различных значений коэффициента  $k_0$ . Так, например, с достижением амплитуды  $h_1$  узла при  $k_0 = 5 \cdot 10^4$  Н/м<sup>2</sup> амплитуда максимального напряжения будет равна 190 МПа, при  $k_0 = 2.6 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup> она будет равна 70 МПа, т.е. подъем узла происходит при наименьшем сопротивлении трубопровода.

$$k_0 = 5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$$



1-  $\omega = 24.26$  с<sup>-1</sup>; 2-  $\omega = 23.32$  с<sup>-1</sup>; 3-  $\omega = 24.35$  с<sup>-1</sup>; 4-  $\omega = 24.38$  с<sup>-1</sup>; 5-  $\omega = 24.4$  с<sup>-1</sup>

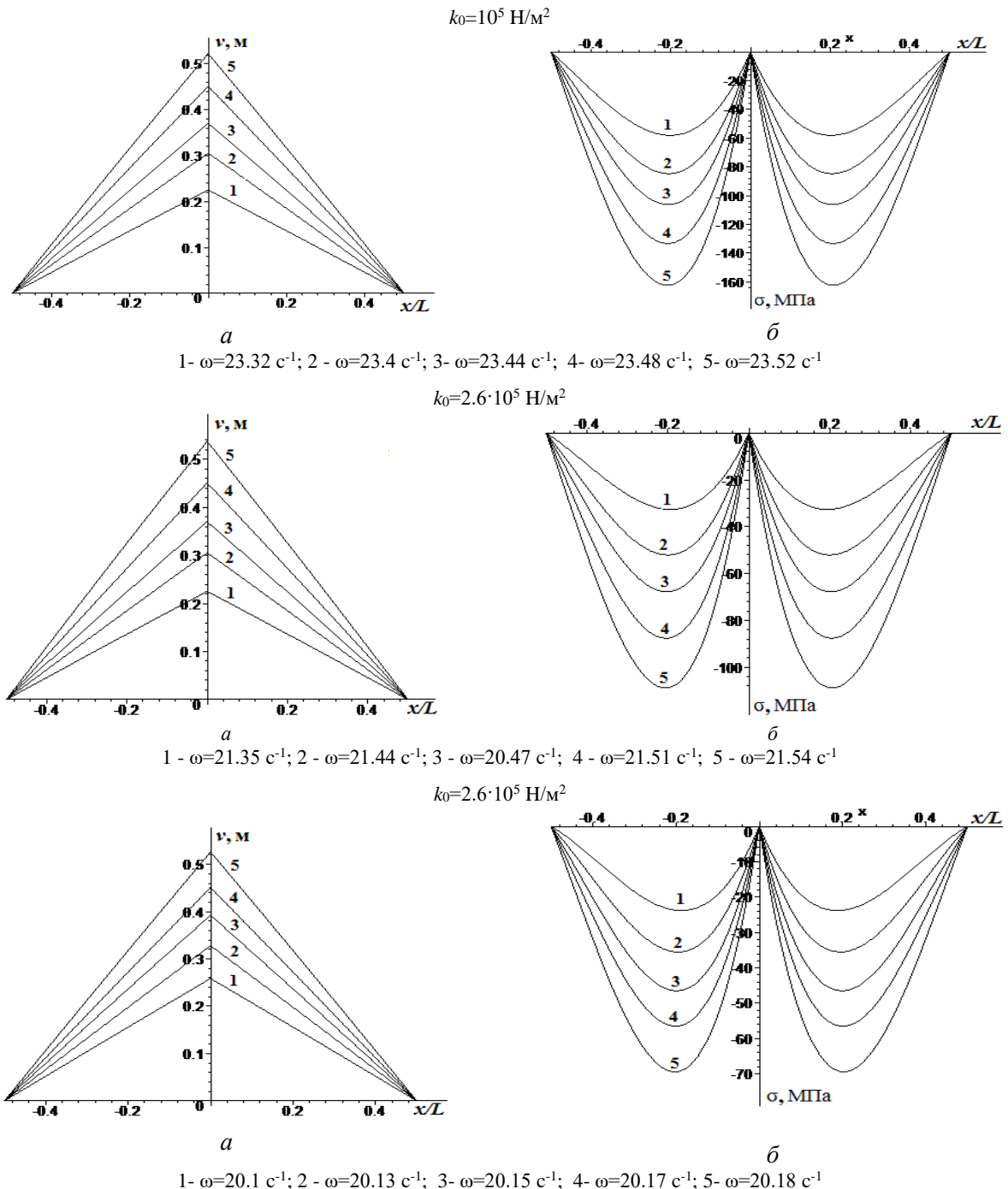


Рис. 2. Распределение амплитуд прогибов  $v(x)$ , м (а) и напряжений  $\bar{\sigma}(x)$ , МПа (б) по длине трубопровода (отнесенная к  $L$ ) при различных значениях коэффициента упругой связи узла с трубопроводом  $k_0=(\text{H}/\text{M}^2)$  и частоты падающей волны  $\omega$  ( $\text{c}^{-1}$ )

Результаты аналогичных расчетов для узла с геометрическими данными  $R_1 = 0.2$  м,  $R_2 = 0.16$  м,  $h = 0.442$  м представлены на рис.3, где контактная площадь узла с окружающим грунтом и масса узла соответственно будут равны  $S_0 = 0.646 \text{ м}^2$ ,  $M = 100$  кг, а расстояние узла до свободной границы  $h_1 = 0.398$  м.

Из анализа графиков видно, что при малых значениях коэффициента  $k_0$  при допустимом значении напряжения амплитуда перемещения узла не достигает значения  $h_1$ , т.е. не происходит выход узла на поверхность. Достижение амплитуды величины  $h_1$  происходит при высоких значениях коэффициента упругой связи узла с окружающей средой  $k_0 = 4.57 \cdot 10^5 \text{ H/M}^2$ , при этом значения резонансных частот будут очень близкими друг к другу. Максимальное значение осевого напряжения практически не зависит от частоты.

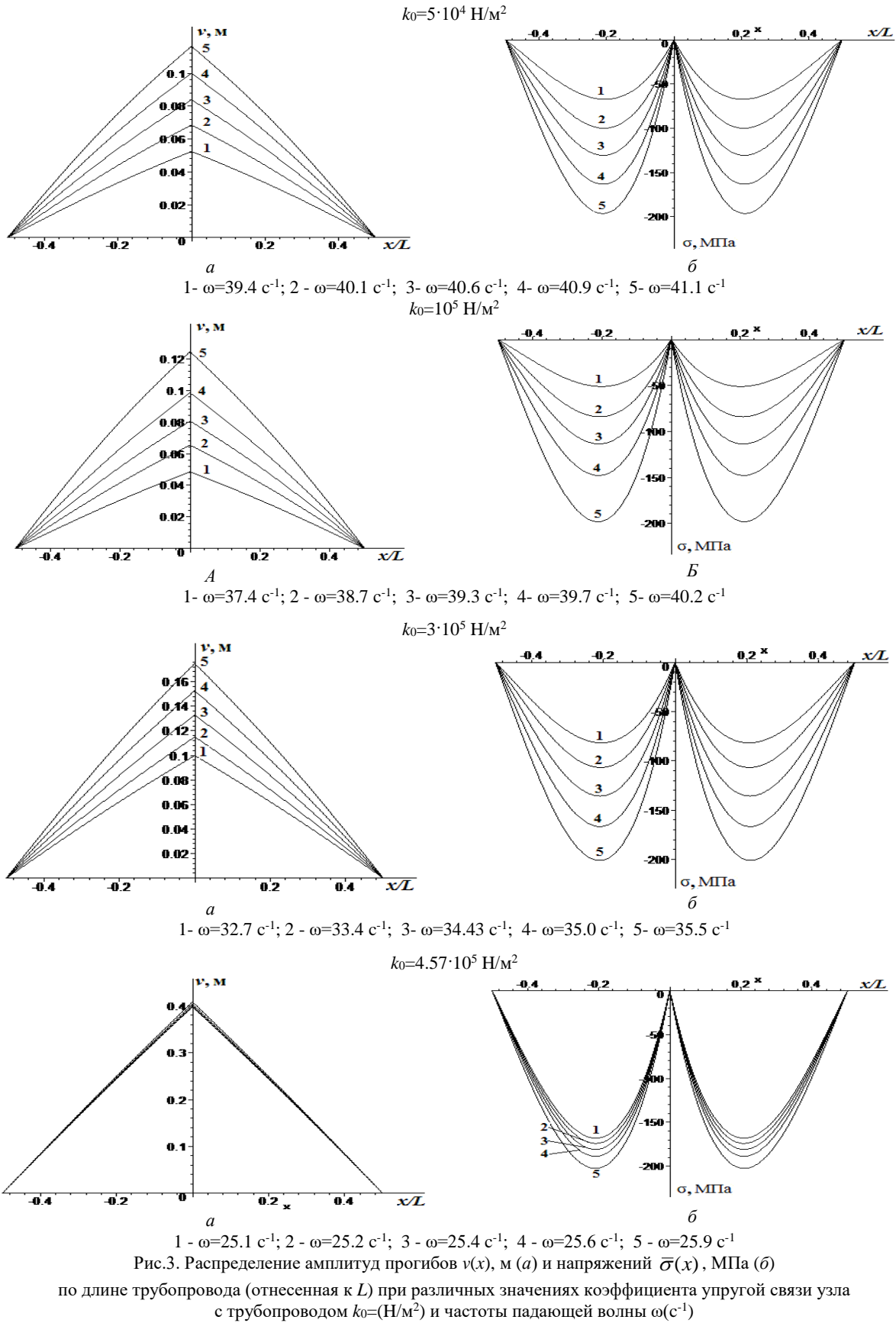


Рис.3. Распределение амплитуд прогибов  $v(x)$ , м (а) и напряжений  $\bar{\sigma}(x)$ , МПа (б)

по длине трубопровода (отнесенная к  $L$ ) при различных значениях коэффициента упругой связи узла с трубопроводом  $k_0=(\text{H/M}^2)$  и частоты падающей волны  $\omega(\text{c}^{-1})$

Из обзора последствий сильных землетрясений следует, что в случае расположения подземных сооружений в водонасыщенных средах наблюдается подъем участков подземных трубопроводов и колодцев из-под земли. В связи с этим одной из актуальных проблем является иссле-

дование поперечных перемещений сооружений типа трубопроводов и колодцев, расположенных в водонасыщенных грунтах, подвергаемых разжижению под воздействием внешних сил.

Задачи о поперечных колебаниях подземного трубопровода, взаимодействующего с водонасыщенным грунтом, при действии продольной быстро возрастающей и продольной пульсирующей нагрузках рассмотрены в работах [6 – 9]. Задачи решены в геометрически линейной и нелинейной постановках. В работе [10] получены первые результаты по исследованию подъема подземных колодцев, взаимодействующих с водонасыщенным грунтом, где трубопровод рассматривался в виде стержня с массой на конце. Таким образом, представленные исследования в настоящей статье следует продолжить с учетом водонасыщенного грунта.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ципенюк И.Ф., Проскурина С.Ф., Мардонов Б.М., Мубораков Я.Н., Каюмов А.К. Сейсмические воздействия на здания и заглубленные сооружения. Ташкент: Фан, 1986. – 296 с.
- [2] Рашидов Т.Р., Кузнецов С.В., Мардонов Б.М., Мирзаев И. Прикладные задачи сейсмомеханики сооружений. Ташкент: Из-во. «Navro'z», 2019. – 268 с.
- [3] Рашидов Т.Р., Шамсиев У.Ш., Мушеев Р.Н., Бовшовер А.З. Сейсмомеханика пространственных систем. Ташкент: Фан, 1992. – 152 с.
- [4] Yoon S., Kim S., Park D. Estimation of Seismically Induced Longitudinal Strain in Pipelines Subjected to Incident Shear Wave // KSCE Journal of Civil Engineering. 2020.
- [5] Khakimov A.G. Reflection of a flexural wave from distributed mass attached to a pipeline // Mathematical Models and Computer Simulations.. Vol. 6. 2014. P. 108–113.
- [6] Ан Е.В. Динамическая устойчивость трубопроводов, расположенных в водонасыщенных грунтах. Ташкент: Фан ва технология, 2013. – 112 с.
- [7] Ан Е.В., Rashidov T.R. Seismodynamics of underground pipelines interacting with water-saturated fine-grained soil // Mechanics of solids. Vol.50. 2015. Issue3. P. 305 – 317.
- [8] Rashidov T.R., An E.V. Geometrically nonlinear buckling stability analysis of axially loaded underground pipelines // Soil Mechanics and Foundation Engineering. Vol. 54. No. 2. May, 2017. P. 76 – 80.
- [9] Rashidov T.R., Mardonov B.M., An E.V. Transverse vibrations of buried pipelines under axial loading within geometrically nonlinear theory // International Applied Mechanics. Vol. 55. 2019. No. 2. March. P. 229 – 238.
- [10] Ан Е.В. Подъем колодцев при сейсмическом нагружении подземных трубопроводов и меры по их недопущению // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2016. № 3. С. 11– 14.

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

Дата поступления  
03.08.2020

***T.R. Raшидов, B.M. Мардонов, E.V. An. Текис бўйлама тўлқинлар таъсиридаги массив элемент билан бирлашган ер ости қувурларини кўндаланг тебраниши***

*Мақолада четлари шарнирли қотириб маҳкамланган, чекли узунликдаги қувурга бўйлама тўлқинлар таъсир этган ҳолати қўриб чиқилган. Қувурнинг ўртасида айлана цилиндр қўринишидаги массив тугунли элемент билан шарнирли бириккан. Қувур билан боғланиш нуқтасида вужудга келадиган таъсир этувчи тўлқин ва кесувчи куч ҳисобига тугуннинг тебранма ҳаракати келиб чиқади. Грунт зарраларнинг турли хил частота ва қувур билан тугуннинг эластик боғлиқлик коэффициентларида кўп вариантли ҳисоблаш ишлари ўтказилди. Тугуннинг вертикал кўчи амплитудасига ушбу коэффициентларнинг таъсири кўрсатилган.*

***T.R. Rashidov, B.M. Mardonov, E.V. An Transverse vibrations of an underground pipeline conjugated with a massive node under the action of a plane longitudinal wave***

*The article deals with the case of the impact of a plane longitudinal wave on a pipeline of finite length with hinged ends. The middle section of the pipeline is hingedly coupled to a massive unit in the form of a circular cylinder. Oscillation of the node occurs due to the action of the wave and the shearing force arising at the point of contact of the node with the pipeline. Multivariate computational work was carried out at different values of the vibration frequency of soil particles and the coefficient of elastic connection of the unit with the pipeline. The influence of these coefficients on the amplitude of the vertical movement of the unit is shown.*

### АНАЛИТИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ УЧАСТКОВ МАЛОЙ ТЯГИ В ЦЕНТРАЛЬНОМ НЬЮТОНОВСКОМ ПОЛЕ

Существует проблема оптимизации движения точки (центр масс космического аппарата – КА) в гравитационном поле. Вариационная задача заключается в определении управлений – величины и направления силы тяги, переводящей точку из заданного положения в некоторое конечное, минимизируя расход массы.

Дифференциальные уравнения вариационной задачи в случае центрального ньютоновского поля можно записать в следующем виде [1,2]:

$$\dot{\vec{v}} = \frac{2P}{cm} \frac{\vec{\lambda}}{\lambda} - \frac{\mu}{r^3} \vec{r}, \quad \dot{\vec{r}} = \vec{v}, \quad \dot{M} = -\frac{2P}{c^2}, \quad \dot{\vec{\lambda}} = -\vec{\lambda}_r, \quad \dot{\lambda}_r = \frac{\mu}{r^3} \vec{\lambda} - \frac{3\mu}{r^5} (\vec{r} \cdot \vec{\lambda}) \vec{r}, \quad \dot{\lambda}_M = \frac{2P}{cM^2} \lambda, \quad (1)$$

где  $\vec{v}, \vec{r}, M(t)$  – скорость, радиус-вектор и масса точки;  $\vec{\lambda}, \vec{\lambda}_r, \lambda_M$  – множители Лагранжа, сопряженные  $\vec{v}, \vec{r}$  и  $M$  соответственно;  $\mu$  – гравитационный параметр центра притяжения;  $m$  – секундный расход массы,  $0 \leq m \leq \tilde{m}$ ;  $P$  – мощность реактивной струи, равная

$$P = \frac{1}{2} m c^2.$$

В отличие от задачи в постановке Лоудена [1, 3, 4] примем, что относительная скорость истечения продуктов сгорания  $c$  может быть переменной  $c_{\min} \leq c(t) \leq c_{\max}$ , т.е. появляются новые уравнения связей

$$P(P_{\max} - P) - \alpha^2 = 0, \quad (c_{\max} - c)(c - c_{\min}) - \beta^2 = 0.$$

Эти связи характеризуют системы с малой и с большой тягой, тем самым обобщая задачу Лоудена на случай участков малой тяги [1, 5].

Система (1) гамильтонова с гамильтонианом

$$H = \vec{\lambda} \left( \frac{2P}{cm} \frac{\vec{\lambda}}{\lambda} - \frac{\mu}{r^3} \vec{r} \right) + \vec{\lambda}_r \vec{v} - \frac{2P}{c^2} \lambda_M.$$

Рассмотрим участки малой тяги. В этом случае должны выполняться условия [2, 5]

$$P = P_{\max}, \quad \frac{\lambda}{2M} c - \lambda_M = 0$$

и имеют место следующие интегралы и соотношения [1, 4, 5]:

$$\lambda_M M^2 = b, \quad 2b = cM\lambda, \quad \lambda^2 = const, \quad (2)$$

$$-\frac{\mu}{r^3} \vec{r} \vec{\lambda} + \vec{\lambda}_r \vec{v} + \frac{P}{2b} \lambda^2 = h, \quad (3)$$

$$\vec{\lambda} \vec{v} - 2\vec{r} \vec{\lambda}_r - 5 \frac{P}{2b} \int \lambda^2 dt = -3ht + C_1. \quad (4)$$

Рассмотрим плоский случай, когда участок малой тяги лежит в плоскости, проходящей через центр тяготения. Уравнения (1) в полярных координатах  $r, \varphi$  примут с учетом (2) следующий вид:

$$\begin{aligned} \dot{v}_1 &= \frac{P}{b} \lambda_1 - \frac{\mu}{r^2} + \frac{v_2^2}{r}, \quad \dot{v}_2 = \frac{P}{b} \lambda_2 - \frac{v_1 v_2}{r}, \quad \dot{r} = v_1, \quad \dot{\varphi} = \frac{v_2}{r}, \quad \dot{M} = -\frac{P}{2b^2} M^2 \lambda^2, \quad \dot{\lambda}_1 = \lambda_2 \frac{v_2}{r} - \lambda_4, \\ \dot{\lambda}_2 &= -2\lambda_1 \frac{v_2}{r} + \lambda_2 \frac{v_1}{r} - \lambda_5 \frac{1}{r}, \quad \dot{\lambda}_4 = \lambda_1 \left( \frac{v_2^2}{r^2} - \frac{2\mu}{r^3} \right) - \lambda_2 \frac{v_1 v_2}{r^2} + \lambda_5 \frac{v_2}{r^2}, \quad \dot{\lambda}_5 = 0, \quad \dot{\lambda}_M = \frac{P}{bM} \lambda^2. \end{aligned} \quad (5)$$

Будем считать, что время движения и полярный угол  $\varphi$  не фиксированы, функционал не зависит от  $\varphi$ . Тогда  $h=0, \lambda_5=0$  [1]. Интегралы (3), (4) примут следующий вид:

$$\lambda_1 \left( v_2^2 - \frac{\mu}{r} \right) - \lambda_2 v_1 v_2 + \lambda_4 v_1 r + \frac{P}{2b} \lambda^2 r = 0, \quad (6)$$

$$\lambda_1 v_1 + \lambda_2 v_2 - 2r\lambda_4 - 5\frac{P}{2b}\lambda^2 t = C_1. \quad (7)$$

Продифференцируем трижды по времени соотношение  $\lambda_1^2 + \lambda_2^2 = \lambda^2$ . Получим

$$\lambda_1 \lambda_4 r + \lambda_1 \lambda_2 v_2 - \lambda_2^2 v_1 = 0, \quad (8)$$

$$\lambda_4^2 r^2 + \lambda_1^2 v_2^2 + \lambda_2^2 v_1^2 - 2\lambda_1 \lambda_2 v_1 v_2 = (\lambda_2^2 - 2\lambda_1^2) \frac{\mu}{r}, \quad (9)$$

$$3\lambda_4 r - 3\lambda_2 v_2 + 2\lambda_1 v_1 = 0. \quad (10)$$

Таким образом, имеем пять уравнений (6) – (10) для определения величин  $r$ ,  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $\lambda_2$ ,  $\lambda_4$  как функций радиальной составляющей базис-вектора  $\lambda_1$ .

Найдём  $\lambda_4$  из (8)

$$\lambda_4 = \frac{\lambda_2}{\lambda_1 r} (\lambda_2 v_1 - \lambda_1 v_2).$$

Исключим  $\lambda_4$  из (6) и из (9), получим соответственно

$$(\lambda_1 v_2 - \lambda_2 v_1)^2 = \lambda_1 \left( \lambda_1 \frac{\mu}{r} - \frac{P}{2b} \lambda^2 r \right), \quad (\lambda_1 v_2 - \lambda_2 v_1)^2 = \frac{\lambda_1^2}{\lambda^2} (\lambda_2^2 - 2\lambda_1^2) \frac{\mu}{r}.$$

Приравняв в двух последних равенствах правые части, получим  $r^2 = \frac{6b\mu\lambda_1^3}{P\lambda^4}$ ,

$$\lambda_1 \frac{\mu}{r} - \frac{P}{2b} \lambda^2 r = \frac{\lambda_1}{\lambda^2} (\lambda_2^2 - 2\lambda_1^2) \frac{\mu}{r}.$$

Введём обозначение  $a = \frac{6b\mu}{P\lambda^4}$ . Здесь  $a$  – постоянная величина,  $b > 0$ , т. е.  $\lambda > 0$ . Тогда имеем

$$r(\lambda_1) = \pm \lambda_1^{3/2} \sqrt{a}. \quad (11)$$

Расстояние от точки до центра притяжения может как возрастать, так и убывать.

Исключим  $\lambda_4$  из (7) и из (10), получим систему для определения составляющих скорости  $v_1$ ,  $v_2$

$$\left( \lambda_1 - \frac{2\lambda_2^2}{\lambda_1} \right) v_1 + 3\lambda_2 v_2 = A(t), \quad \left( \frac{3\lambda_2^2}{\lambda_1} + 2\lambda_1 \right) v_1 - 6\lambda_2 v_2 = 0. \quad (12)$$

Здесь введено обозначение  $A(t) = 5\frac{P}{2b}\lambda^2 t + C_1$ .

Решая систему (12), получим

$$v_1(\lambda_1, t) = \frac{2\lambda_1}{5\lambda_1^2 - \lambda^2} A(t), \quad v_2(\lambda_1, t) = \frac{3\lambda^2 - \lambda_1^2}{3\lambda_2(5\lambda_1^2 - \lambda^2)} A(t), \quad (13)$$

где  $\lambda_2 = \pm \sqrt{\lambda^2 - \lambda_1^2}$ .

Для определения времени движения исключим  $\lambda_4$  из шестого уравнения системы (5):

$$\dot{\lambda}_1 = \frac{\lambda_2}{r} (2v_2 - \frac{\lambda_2}{\lambda_1} v_1).$$

Подставим в полученное равенство значения  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $r$  из (13), (11). Получим

$$\frac{d\lambda_1}{dt} = \pm \frac{4}{3} \frac{\sqrt{\lambda_1} A(t)}{\sqrt{a(5\lambda_1^2 - \lambda^2)}} \quad \text{или} \quad \frac{3\sqrt{a}(5\lambda_1^2 - \lambda^2)}{4\sqrt{\lambda_1}} d\lambda_1 = \pm A(t) dt. \quad (14)$$

Интегрируя (14), найдём зависимость  $\lambda_1$  от времени

$$\frac{3\sqrt{a}}{2} \sqrt{\lambda_1} (\lambda_1^2 - \lambda^2) = 5\frac{P}{2b} \lambda^2 \frac{t^2}{2} + C_1 t + C_1^* \quad \text{или} \quad \frac{3\sqrt{a}}{2} \sqrt{\lambda_1} (n^2 - 1) = 5\frac{P}{4b} t^2 + \tilde{C}_1 t + \tilde{C}_1^*.$$

Здесь

$$n = \frac{\lambda_1}{\lambda} = \cos \alpha, \quad (15)$$

где  $\alpha$  – угол, который вектор тяги составляет с радиусом-вектором точки.

Угол  $\varphi(\lambda_1)$  определим из четвертого уравнения системы (1)  $d\varphi = \frac{v_2}{r} dt$ . Исключая  $dt$  при помощи (14) и учитывая (11) и (13), получим

$$d\varphi = \pm \frac{(3\lambda^2 - \lambda_1^2)}{4\lambda_1^2 \sqrt{\lambda^2 - \lambda_1^2}} d\lambda_1$$

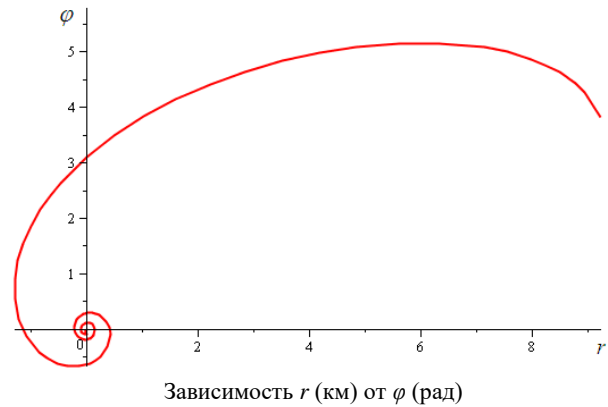
или, интегрируя, будем иметь

$$\varphi = \pm \frac{1}{4} \left( \frac{3\sqrt{\lambda^2 - \lambda_1^2}}{\lambda_1} + \arcsin \frac{\lambda_1}{\lambda} \right) + C_2. (16)$$

Вводя угол  $\alpha$  при помощи (15), перепишем (16):

$$\varphi = \pm \frac{1}{4} (3t \operatorname{tg} \alpha + \arcsin n) + C_2.$$

Соотношения (11), (16) образуют параметрическое уравнение активных участков в полярных координатах. На рисунке представлена одна из таких спиралей, раскручивающаяся по часовой стрелке. По оси абсцисс откладывается расстояние до центра притяжения. Точка удаляется от центра тяготения с малой тягой.



Найдём закон изменения массы из последнего уравнения системы (1)

$$\frac{dM}{dt} = -DM^2,$$

где введено обозначение  $D = \frac{P}{2b^2} \lambda^2$ .

Таким образом,

$$M(t) = \frac{M_0}{1 + DM_0 t}. (17)$$

Масса точки убывает по закону (17).

Полученные в данной статье аналитические решения вариационной задачи отличаются от решений, приведённых в работах [2,5]. От спиралей Лоудена они отличаются законом изменения массы (малая тяга), а следовательно, значениями параметров и характеристиками двигателя. Полученные траектории могут найти применение в задачах ухода и маневрах перехода с орбиты на орбиту.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Лоуден Д. Ф. Оптимальные траектории для космической навигации. М.: Мир, 1966.
- [2] Bishop R. H., Azimov D. M. Analytical Space Trajectories for Extremal Motion with Low-Thrust Exhaust-Modulated Propulsion // Journal of Spacecraft and Rockets. Vol.38. 2001. № 6. P. 897–903.
- [3] Azizov A. G., Korshunova N. A. On an analytical solution of optimum trajectory problem in a gravitational field // Celestial Mech. V.38. 1986. № 4.
- [4] Азизов А. Г., Коршунова Н. А. Вариационные задачи механики космического полета. Уч. пос. Ташкент, 1990.
- [5] Azimov Dilmurat M. Analytical Solutions for Extremal Space Trajectories. Honolulu, Hawaii, 2016.

Национальный университет Узбекистана  
им. Мирзо Улугбека

Дата поступления  
24.08.2020

**Н.А. Коршунова, М.И. Рузматов. Марказий Ньютон майдонида кичик тортиш қисмлари учун аналитик ечимлар**

Марказий Ньютон майдони ҳолида кичик тортиш қисми учун масса сарфини минималлаштириш масаласининг аналитик ечимлари топилди. Лоуден спиралларидан фарқли бўлган янги спирал траекториялар олинди.

**N.A. Korshunova, M.I. Ruzmatov. Analytical solutions for low thrust areas in the central Newtonian field**

Analytical solutions for low-thrust sections of the problem of minimizing mass flow in the case of a central Newtonian field are found. Spiral trajectories that different from the Lowden spirals are obtained.

**МАГНИТОУПРУГОЕ ДЕФОРМИРОВАНИЕ ГИБКИХ ОРТОТРОПНЫХ ОБОЛОЧЕК  
ВРАЩЕНИЯ ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ ПРИ УЧЕТЕ ДЖОУЛЕВОГО ТЕПЛА**

Развитие теории сопряженных полей и, в частности, теории электромагнитного взаимодействия с деформируемой средой считается одним из главных направлений развития современной механики твердого тела. Механизм взаимодействия упругой среды с электромагнитным полем разнообразен и обусловлен геометрическими характеристиками и физическими свойствами рассматриваемого тела. В теоретических и прикладных исследованиях значительное развитие получило направление, связанное с изучением нестационарных термомеханических процессов деформирования при воздействии на электропроводящие тела магнитных полей [1–4]. Физические основы этих эффектов подробно обсуждены в ряде курсов по классической электродинамике и физике [5–7].

Действие магнитного поля на проводящие тела приводит к появлению нестационарного электрического поля и индукционных токов, которые, взаимодействуя с магнитным полем, вызывают объемные электромагнитные (пондеромоторные) силы и появление источников джоулевого тепла. Электромагнитные силы и источники тепла, в свою очередь, вызывают волны напряжений и деформаций и изменяют термодинамическое состояние тела, и, следовательно, изменяют электромагнитное поле и электрофизические свойства тела. Таким образом, механические, температурные и электромагнитные поля оказываются взаимосвязанными и должны определяться из совместного решения динамических уравнений термомеханики и электродинамики Максвелла [8, 9]. В конкретных ситуациях рассмотренная задача может допускать различные упрощения.

В частности, имея априорную информацию о характере распределения и изменения во времени магнитного поля на поверхностях оболочки (полученных, например, экспериментально), можно ограничиться рассмотрением только внутренней задачи. Однако даже в этом, наиболее простом случае, остается проблема – построение приближенных уравнений электродинамики и выражений для внутренних электромагнитных сил, согласованных с принятыми оболочечными гипотезами о распределении перемещений и деформаций по толщине оболочки.

В статье приводится двумерный вариант теории гибких конечно проводящих ортотропных оболочек в микросекундном диапазоне при действии нестационарных магнитных полей. Уравнения движения оболочки при наличии пондеромоторных сил получены при использовании геометрически - нелинейных уравнений Л.А. Шаповалова [10] с помощью принципа виртуальных перемещений и гипотез Кирхгофа – Лява. Приближенные уравнения электродинамики и соответствующие им граничные условия получены путем введения некоторых гипотез о характере распределения электромагнитного поля по толщине гибкой оболочки, близких по содержанию к гипотезам магнитоупругости тонких тел [8, 9, 11, 12].

К решению таких столь сложных задач в настоящее время можно подойти лишь численно. Именно с этих позиций и дается формулировка основных разрешающих уравнений механики и электродинамики ортотропных оболочек вращения переменной жесткости с учетом ортотропной электропроводности и джоулевого тепла. Изложение ведется в ортогональных криволинейных координатах с использованием теории конечных деформаций и лагранжевых переменных как в уравнениях механики, так и в электродинамической группе уравнений.

**Двумерные уравнения магнитоупругости гибких ортотропных оболочек вращения в нестационарном магнитном поле.** Рассмотрим гибкие ортотропные оболочки, находящиеся под действием нестационарных поверхностных и контурных силовых и нестационарных электромагнитных нагрузок. Допускаем, что материал оболочки подчиняется обобщенному закону Гука. Считаем, что геометрические и механические характеристики оболочки, способы ее закрепления такие, что для описания процесса деформирования можно применять вариант геометрически - нелинейной теории тонких оболочек в квадратичном приближении. Срединную поверхность оболочки в недеформированном состоянии отнесем к криволинейной ортогональной системе координат  $(s, \theta)$ , где  $s$  – длина меридиана;  $\theta$  – центральный угол в параллельном круге (рис. 1).



Координатные линии  $s=const$  и  $\theta=const$  являются линиями главных кривизн срединной поверхности. Отсчитывая координату  $\gamma$  по нормали к координатной поверхности вращения, отнесем оболочку к ортогональной криволинейной пространственной системе координат  $(s, \theta, \gamma)$ .

Запишем первую квадратичную форму срединной поверхности оболочки вращения в каноническом виде:

$$dS^2 = ds^2 + r^2 d\theta^2,$$

откуда видно, что коэффициенты первой квадратичной формы поверхности вращения в случае канонических координат будут  $A=1, B=r$ .

Геометрические соотношения Кодацци–Гаусса принимают вид

$$\frac{dr}{ds} = \cos\varphi,$$

где  $\varphi$  – угол между осью вращения и нормалью к оболочке, а также имеет место соотношение  $R_\theta \sin\varphi = r$  ( $R_\theta$  – главный радиус кривизны).

В современных технологиях все чаще используются конструкционные материалы, которые в недеформированном состоянии являются анизотропными. Отметим, что предлагаемая теория нелинейной магнитоупругости оболочек разработана для пара и диамагнитных веществ. К таким веществам, в частности, относятся бериллий, бороалюминий, вольфрам, кадмий, цинк и мн.др. Наряду с анизотропией материала они обладают анизотропией электропроводности и температуры. Все эти материалы имеют монокристаллическое строение. Монокристаллы – это однородные анизотропные вещества, во всем объеме которых атомы расположены регулярно, так что все вещество состоит из одинаковых периодически повторяющихся кристаллических ячеек. Кристаллы в общем случае анизотропны в отношении электропроводности. Процесс переноса электричества в анизотропном кристаллическом теле подчиняется обобщенному закону Ома. Они характеризуются симметричными тензорами второго ранга электрической проводимости  $\sigma_{ij}$ , магнитной проницаемости  $\mu_{ij}$  и диэлектрической проницаемости  $\varepsilon_{ij}$ .

Таким образом, как и любые симметричные тензоры второго ранга, тензоры  $\varepsilon_{ij}$ ,  $\mu_{ij}$  и  $\sigma_{ij}$  путем надлежащего выбора осей координат могут быть приведены к диагональному виду. В общем случае тензоры  $\varepsilon_{ij}$ ,  $\mu_{ij}$  и  $\sigma_{ij}$  определяются тремя независимыми величинами – тремя главными значениями. В зависимости от той или иной симметрии кристалла число различных главных значений рассматриваемых тензоров может оказаться и меньшим трех.

Отметим также, что диэлектрические и магнитные свойства твердого тела меняются не только при изменении его плотности, но и при деформациях, не изменяющих плотности (сдвигах). Деформация нарушает, вообще говоря, изотропию тела, в результате становятся анизотропными также и его диэлектрические и магнитные свойства, а скалярная диэлектрическая и магнитная проницаемости  $\varepsilon$  и  $\mu$  заменяются диэлектрическими и магнитными тензорами  $\varepsilon_{ij}$  и  $\mu_{ij}$ .

Таким образом, материальные соотношения электродинамики, обобщенный закон Ома и выражения пондеромоторных сил запишем, соответственно, в виде

$$\vec{B} = \mu_{ij} \vec{H}; \vec{D} = \varepsilon_{ij} \vec{E}; \vec{J} = \sigma_{ij} (\vec{E} + \vec{V} \times \vec{B}); \rho \vec{F}^\wedge = \sigma_{ij} (\vec{E} + \vec{V} \times \vec{B}) \times \vec{B} + \vec{J}_{cm} \times \vec{B}. \quad (1)$$

Здесь  $\vec{J}$  – плотность электрического тока;  $\vec{J}_{cm}$  – плотность стороннего электрического тока;  $\vec{E}$  – напряженность электрического поля;  $\vec{H}$  – напряженность магнитного поля;  $\vec{B}$  – магнитная индукция;  $\vec{D}$  – электрическая индукция;  $\rho \vec{F}^\wedge$  – сила Лоренца;  $\vec{V}$  – скорость деформирования.

При построении двумерного варианта уравнений магнитоупругости упругих ортотропных оболочек вращения воспользуемся принципом виртуальных перемещений с применением гипотез Кирхгофа–Лява и электромагнитных гипотез [4, 9, 11].

Отметим, что при выводе двумерных соотношений будем пренебрегать изменением плотности. Это упрощение не противоречит тому, что, допуская конечные деформации, они в металлических оболочках могут реализоваться только при развитом пластическом течении.

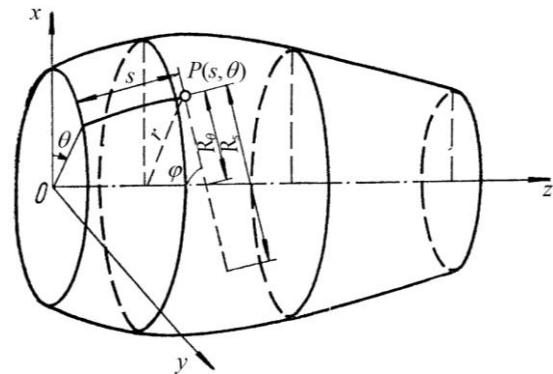


Рис. 1. Токонесущая оболочка вращения в недеформированном состоянии

Из общих уравнений магнитоупругости гибких ортотропных оболочек вращения [9, 11, 13–15] и составляющих силы Лоренца (1) получим исходные соотношения гибких ортотропных оболочек вращения, находящихся в магнитном поле:

уравнения магнитоупругости:

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial s}(rN_s) - \cos\varphi N_\theta + \frac{\partial S}{\partial \theta} + \frac{1}{R_s} \frac{\partial H}{\partial \theta} + \frac{r}{R_s} Q_s + r(P_s + \rho F_s^\wedge) = r\rho h \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \\
& \frac{\partial N_\theta}{\partial \theta} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial s}(r^2 S) + \frac{\partial}{\partial s}(\sin\varphi H) + \frac{\cos\varphi}{R_s} H + \sin\varphi Q_\theta + r(P_\theta + \rho F_\theta^\wedge) = r\rho h \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}, \\
& \frac{\partial}{\partial s}(rQ_s) + \frac{\partial Q_\theta}{\partial \theta} - \frac{r}{R_s} N_s - \sin\varphi N_\theta + r(P_\gamma + \rho F_\gamma^\wedge) = r\rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \\
& \frac{\partial H}{\partial \theta} + \frac{\partial}{\partial s}(rM_s) - \cos\varphi M_\theta - rQ_s - r\left(N_s - \frac{\sin\varphi}{r} M_\theta\right) \mathcal{G}_s - rS \mathcal{G}_\theta = 0, \\
& \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial s}(r^2 H) + \frac{\partial M_\theta}{\partial \theta} - rQ_\theta - r\left(N_\theta - \frac{1}{R_s} M_s\right) \mathcal{G}_\theta - rS \mathcal{G}_s = 0, -\frac{\partial B_\gamma}{\partial t} = \frac{1}{r} \left( \frac{\partial(rE_\theta)}{\partial s} - \frac{1}{r} \frac{\partial E_s}{\partial \theta} \right), \quad (2) \\
& \sigma_1 \left[ E_s - \frac{\partial v}{\partial t} B_\gamma - 0.5 \frac{\partial w}{\partial t} (B_\theta^+ + B_\theta^-) \right] = \frac{1}{r} \frac{\partial H_\gamma}{\partial \theta} + \frac{H_\theta^+ - H_\theta^-}{h}, \\
& \sigma_2 \left[ E_\theta - \frac{\partial u}{\partial t} B_\gamma + 0.5 \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-) \right] = -\frac{\partial H_\gamma}{\partial s} + \frac{H_s^+ - H_s^-}{h};
\end{aligned}$$

выражения деформаций через перемещения:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{ss} &= \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{w}{R_s} + \frac{1}{2} \mathcal{G}_s^2, \quad \varepsilon_{\theta\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial s} + \frac{\cos\varphi}{r} u + \frac{\sin\varphi}{r} w + \frac{1}{2} \mathcal{G}_\theta^2, \\
\varepsilon_{s\theta} &= \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{v}{r} \right) + \mathcal{G}_s \mathcal{G}_\theta, \quad \chi_{ss} = \frac{\partial \mathcal{G}_s}{\partial s}, \quad \chi_{\theta\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial \mathcal{G}_\theta}{\partial \theta} + \frac{\cos\varphi}{r} \mathcal{G}_s, \\
\chi_{s\theta} &= \frac{\partial \mathcal{G}_\theta}{\partial s} + \frac{1}{r} \frac{\partial \mathcal{G}_s}{\partial \theta} - \frac{\cos\varphi}{r} \mathcal{G}_\theta + \frac{1}{R_s} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} - \frac{\cos\varphi}{r} v \right) + \frac{\sin\varphi}{r} \frac{\partial v}{\partial s},
\end{aligned} \quad (3)$$

где  $\mathcal{G}_s = -\frac{\partial w}{\partial s} + \frac{u}{R_s}$ ;  $\mathcal{G}_\theta = -\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{\sin\varphi}{r} v$  – углы поворота нормали.

Соотношения упругости:

$$\begin{aligned}
N_s &= \frac{e_s h}{1 - \nu_s \nu_\theta} [\varepsilon_{ss} + \nu_\theta \varepsilon_{\theta\theta} - (1 + \nu_s) \varepsilon_T]; \quad N_\theta = \frac{e_\theta h}{1 - e_s e_\theta} [\varepsilon_{\theta\theta} + \nu_s \varepsilon_{ss} - (1 + \nu_\theta) \varepsilon_T], \\
S &= \frac{e_s h}{2(1 + \nu_\theta)} \varepsilon_{s\theta}; \quad H = \frac{e_\theta h^3}{12(1 + \nu_s)} \chi_{s\theta}, \quad M_s = \frac{e_s h^3}{12(1 - \nu_s \nu_\theta)} [\chi_{ss} + \nu_\theta \chi_{\theta\theta} - (1 + \nu_s) \chi_T], \\
M_\theta &= \frac{e_\theta h^3}{12(1 - \nu_s \nu_\theta)} [\chi_{\theta\theta} + \nu_s \chi_{ss} - (1 + \nu_\theta) \chi_T], \quad \nu_s = \nu_\theta, \quad \nu_\theta = \nu_{s\theta}, \quad e_s \nu_\theta = e_\theta \nu_s.
\end{aligned} \quad (4)$$

$$\text{Кроме того, } \varepsilon_T = \frac{1}{h} \int_{-h/2}^{h/2} \alpha T(s, \theta, \gamma, t) d\gamma, \quad \chi_T = \frac{12}{h^3} \int_{-h/2}^{h/2} \alpha T(s, \theta, \gamma, t),$$

где  $\varepsilon_T, \chi_T$  – интегральные характеристики температурного поля;  $R_s$  – главный радиус кривизны;  $\alpha$  – коэффициент линейного температурного расширения;  $T(s, \theta, \gamma, t)$  – джоулева температура оболочки.

Составляющие силы Лоренца  $\rho \vec{F}^\wedge$  имеют вид:

$$\begin{aligned}
\rho F_s^\wedge &= hJ_{\theta CT} B_\gamma + \sigma_1 h E_\theta B_\gamma + \sigma_1 h \left\{ 0.5 \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-) B_\gamma - \frac{\partial u}{\partial t} B_\gamma^2 - \frac{\partial u}{\partial t} \left[ 0.25 (B_\theta^+ + B_\theta^-)^2 + \frac{1}{12} (B_\theta^+ + B_\theta^-)^2 \right] + \right. \\
&+ \left. \frac{\partial v}{\partial t} \left[ 0.25 (B_s^+ + B_s^-) (B_\theta^+ + B_\theta^-) + \frac{1}{12} (B_s^+ - B_s^-) (B_\theta^+ - B_\theta^-) \right] \right\}; \\
\rho F_\theta^\wedge &= -hJ_{sCT} B_\gamma - \frac{h}{r\mu} \frac{\partial B_\gamma}{\partial \theta} B_\gamma + \sigma_2 h \left\{ \frac{\partial u}{\partial t} \left[ 0.25 (B_s^+ + B_s^-) (B_\theta^+ + B_\theta^-) + \frac{1}{12} (B_s^+ - B_s^-) (B_\theta^+ - B_\theta^-) \right] - \right. \\
&- \left. \frac{\partial v}{\partial t} \left[ 0.25 (B_\theta^+ + B_\theta^-)^2 + \frac{1}{12} (B_\theta^+ - B_\theta^-)^2 \right] \right\} - \frac{B_\theta^+ - B_\theta^-}{\mu} B_\gamma,
\end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
\rho F_\gamma^\wedge &= 0.5h \left[ J_{sCT} (B_\theta^+ + B_\theta^-) - J_{\theta CT} (B_s^+ + B_s^-) \right] + \frac{h}{2r\mu} \frac{\partial B_\gamma}{\partial \theta} (B_\theta^+ + B_\theta^-) - 0.5\sigma_2 h E_\theta (B_s^+ + B_s^-) + \\
&+ \sigma_2 h \left\{ 0.5 \frac{\partial u}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-) B_\gamma - \frac{\partial w}{\partial t} \left[ 0.25 (B_s^+ + B_s^-)^2 + \frac{1}{12} (B_\theta^+ - B_\theta^-)^2 + \frac{1}{12} (B_s^+ - B_s^-)^2 \right] \right\} + \frac{(B_\theta^+)^2 - (B_\theta^-)^2}{\mu}.
\end{aligned}$$

К полученным уравнениям необходимо присоединить следующие начальные и граничные условия:  $N_s, N_\theta$  – нормальные тангенциальные усилия;  $S$  – сдвигающее усилие;  $M_s, M_\theta$  – изгибающие моменты;  $H$  – крутящий момент;  $Q_s, Q_\theta$  – поперечные усилия;  $u, v, w$  – компоненты вектора перемещений;  $\varepsilon_{ss}, \varepsilon_{\theta\theta}, \varepsilon_{s\theta}, \chi_{ss}, \chi_{\theta\theta}, \chi_{s\theta}$  – компоненты тензора деформаций;  $P_s, P_\theta, P_\gamma$  – составляющие механической силы;  $e_s, e_\theta$  – модули Юнга;  $\nu_s, \nu_\theta$  – коэффициенты Пуассона;  $\sigma_1, \sigma_2$  – ортотропные компоненты тензора электропроводности;  $\mu$  – коэффициент магнитной проницаемости.

**Уравнение теплопроводности для анизотропных тел.** В общем случае закон Фурье можно записать в тензорном виде [16, 17]:

$$q_i = -\lambda_{ij} \nabla_j T \quad (i, j = s, \theta, \gamma). \tag{6}$$

Здесь  $q_i$  – плотность теплового потока;  $\lambda_{ij}$  – тензор теплопроводности.

Тензор теплопроводности  $\lambda_{ij}$  в ортогональной криволинейной системе координат имеет следующий вид:

$$\lambda_{ij} = \begin{bmatrix} \lambda_{ss} & \lambda_{s\theta} & \lambda_{s\gamma} \\ \lambda_{\theta s} & \lambda_{\theta\theta} & \lambda_{\theta\gamma} \\ \lambda_{\gamma s} & \lambda_{\gamma\theta} & \lambda_{\gamma\gamma} \end{bmatrix}.$$

Выбором системы координат тензор теплопроводности можно привести к диагональному виду:

$$\lambda_{ij} = \begin{bmatrix} \lambda_{ss} & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_{\theta\theta} & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_{\gamma\gamma} \end{bmatrix}.$$

Уравнение теплопроводности в этом случае принимает следующий вид:

$$\rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial s} \left( \lambda_{ss} \frac{\partial T}{\partial s} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \lambda_{\theta\theta} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \gamma} \left( \lambda_{\gamma\gamma} \frac{\partial T}{\partial \gamma} \right) + q_v$$

или

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda_{\alpha\alpha}}{\rho C_v} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial \alpha^2} + \frac{\lambda_{\beta\beta}}{\lambda_{\alpha\alpha}} \frac{\partial^2 T}{\partial \beta^2} + \frac{\lambda_{\gamma\gamma}}{\lambda_{\alpha\alpha}} \frac{\partial^2 T}{\partial \gamma^2} \right) + \frac{q_v}{\rho C_v}.$$

Здесь  $q_v$  – плотность теплового потока;  $C_v$  – удельная теплоемкость.

С учетом обозначений  $a_{ss} = \lambda_{ss} / \rho C_v$ ,  $K_\theta = \lambda_{\theta\theta} / \lambda_{ss}$ ,  $K_\gamma = \lambda_{\gamma\gamma} / \lambda_{ss}$  уравнение теплопроводности принимает стандартный вид:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a_{ss} \nabla_1^2 T + \frac{q_v}{\rho C_v}, \tag{7}$$

$$\text{где } \nabla_1^2 = \frac{\partial^2 T}{\partial s^2} + K_\theta \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + K_\gamma \frac{\partial^2 T}{\partial \gamma^2}.$$

Таким образом, для анизотропной оболочки уравнение теплопроводности также приводится к стандартному виду, однако, изменяется вид оператора Лапласа: в нем появляются коэффициенты анизотропии  $K_\theta$ ,  $K_\gamma$ , корректирующие теплопроводность по направлениям.

**Термодинамические соотношения для определения температуры проводящих оболочек.** Сформулируем уравнения термодинамики гибких проводящих оболочек с учетом джоулевой температуры при действии магнитного поля в микросекундном диапазоне (переходный процесс) [12, 13, 15, 18].

Плотность магнитной энергии на единицу объема запишем в виде функции

$$W = 0.5 (\vec{B} \cdot \vec{H}),$$

а количество тепла, выделяемого током  $\vec{J}$  в единицу времени (мощность джоулева тепла на единицу массы), определяется формулой

$$\dot{Q} = \frac{\vec{J} \cdot \vec{E}}{\rho}.$$

Запишем магнитное давление  $P$  в виде суммы двух составляющих

$$P(\rho, T) = P_\chi(\rho) + P_T(\rho, T),$$

где  $P_\chi(\rho)$  – составляющая давления, зависящая только от плотности  $\rho$ ;  $P_T(\rho, T)$  – тепловая составляющая, зависящая от температуры и плотности. Представим также приращение внутренней энергии в виде энергии без учета температуры и тепловой составляющей, т. е.

$$\rho dU = \rho dU_\chi + \rho dU_T,$$

где  $\rho dU_\chi = \sigma^{ik} d\varepsilon_{ik} + 3P_\chi de$ ,  $\rho dU_T = 3P_T de + \rho dQ_{дж} + \text{div}(\lambda_T \text{grad} T) dt$ . (8)

Здесь  $\lambda_T$  – коэффициент теплопроводности.

Примем далее, что приращение тепловой энергии пропорционально приращению температуры, т.е.

$$dU_T = C_\varepsilon(T) dT, \quad U_T = \int_0^T C_\varepsilon(T) dT,$$

где  $C_\varepsilon$  – удельная теплоемкость при постоянной деформации. Тогда уравнение (8) можем использовать для вычисления температуры

$$\rho C_\varepsilon \frac{\partial T}{\partial t} = \rho \dot{Q}_{дж} + \text{div}(\lambda_T \text{grad} T). \quad (9)$$

Учитывая, что удельная теплоемкость металлов для температур выше  $T_0$  вплоть до точки плавления изменяется незначительно (не более чем на 5–10% от среднего значения), тепловую энергию можно представить в виде

$$U_T = \int_0^T C_\varepsilon(T) dT \approx C_\varepsilon^{cp} (T - T_0) + U_{T_0}; \quad U_{T_0} = \int_0^{T_0} C_\varepsilon(T) dT,$$

где  $C_\varepsilon^{cp}$  – среднее значение теплоемкости на интервале  $[T_0, T]$ .

Следуя [12], уравнение (9) преобразуем в известное уравнение теплопроводности с источником джоулева тепла

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{C_\varepsilon^{cp}} \dot{Q}_{дж} + \alpha_T \Delta T; \quad \alpha_T = \frac{\lambda_T}{\rho C_\varepsilon^{cp}}; \quad \lambda_T = \text{const}, \quad (10)$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент тепловой диффузии.

Используя выражение для расчета джоулева тепла, оценим величину температуры, возникающую в результате джоулева нагрева, в зависимости от величины магнитной индукции  $\vec{B}$ . Используя (8) и уравнение Максвелла  $\text{rot} \vec{H} = \sigma_{ij} \vec{E}$ , из соображений теории размерности и на основании (10) имеем

$$\dot{T} = T_0 + \frac{2}{\rho C_z^{cp}} \tilde{W} + \frac{\alpha_T}{\alpha_D} \cdot \tilde{T}, \quad \tilde{W} = 0.5 \tilde{B}^2 / \mu, \quad (11)$$

где  $\alpha_D = 1/\sigma_{ij}\mu$  – коэффициент магнитной диффузии. В качестве характерного времени принято время диффузии магнитного поля на расстояние  $\tilde{L}$ , т.е.  $\tilde{t} = \tilde{L} / \alpha_D$ . Так как  $\alpha_T/\alpha_D \ll 1$  для металлов (например, для алюминия при  $T_0 = 20^\circ\text{C}$   $\alpha_T/\alpha_D \approx 4.3 \cdot 10^{-6}$ , для нержавеющей стали –  $\alpha_T/\alpha_D \approx 0.8 \cdot 10^{-5}$ ), то из символического уравнения (11) следует, что процессом теплопроводности в переходном режиме можно пренебречь.

Таким образом, учитывая оценку членов уравнения (10) и в соответствии с формулой (7), окончательно определяем величину температуры, возникающую в результате джоулева нагрева в виде

$$\frac{\partial T}{\partial t} = T_0 + \frac{1}{\sigma_{ij}\rho C_\varepsilon^{cp}} Q_{дж}. \quad (12)$$

Как известно, при действии на оболочку магнитного поля в ней возникают объемные силы Лоренца

$$\rho \vec{F} = \vec{J} \times \vec{B}.$$

Исходя из уравнений для магнитной энергии оболочки и используя тождество

$$\vec{A} \times \text{rot } \vec{A} + \vec{A} \nabla \vec{A} = 0.5 \nabla (\vec{A} \cdot \vec{A}),$$

выражение для пондеромоторных сил запишем в виде

$$\rho \vec{F} = \vec{J} \times \vec{B} = \text{rot } \vec{H} \times \vec{B} = \vec{B} \nabla \vec{H} - \frac{\partial W}{\partial \xi^k} \vec{G}^k,$$

где  $\frac{\partial W}{\partial \xi^k} \vec{G}^k$  – член силы Лоренца, отвечающий джоулеву нагреву оболочки;  $\vec{G}^k$  – базовый вектор;

$\nabla$  – оператор в лагранжевой метрике;  $\xi^k$  – лагранжевые переменные ( $k=1, 2, 3$ ).

Таким образом, влияние джоулева тепла учитывается как в уравнениях магнитоупругости, так и в формуле силы Лоренца.

Исходя из уравнения (12), имеем

$$\frac{h}{2} Q_{дж} dt = \frac{h}{2} \rho C_\varepsilon^{cp} dT_\Pi + \lambda_F (T_\Pi - T_C) dt, \quad (13)$$

где  $T_\Pi$  – температура на поверхности оболочки;  $T_C$  – температура срединной поверхности оболочки;  $\lambda_F$  – коэффициент теплоотдачи.

Выражение температуры при изменении вдоль  $\gamma$  принимает вид

$$T = T_\Pi + \frac{Q_{дж} h^2}{8\lambda_T} \left[ 1 - 4 \left( \frac{\gamma}{h} \right)^2 \right].$$

Исходя из симметрии задачи для оболочек вращения, на срединной поверхности тепловой поток  $q=0$  при  $\gamma=0$ , а на поверхности –  $q=Q_{дж}h/2$  и  $T=T_\Pi$ .

С учетом (13) выражение для определения температуры принимает вид

$$T = T_C + \frac{Q_{дж} h^2}{8\lambda_T} \left[ 1 + \frac{4\lambda_T}{h\lambda_F} - 4 \left( \frac{\gamma}{h} \right)^2 \right] - \frac{\rho h C_\varepsilon^{cp}}{2\lambda_F} T_\Pi. \quad (14)$$

Компоненты электрического тока с учетом стороннего тока имеют вид

$$J_s = J_{cms} + \sigma_1 \left[ E_s + 0.5 \frac{\partial W}{\partial t} (B_\theta^+ + B_\theta^-) - \frac{\partial v}{\partial t} B_\gamma \right],$$

$$J_\theta = J_{cm\theta} + \sigma_2 \left[ E_\theta + 0.5 \frac{\partial W}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-) - \frac{\partial u}{\partial t} B_\gamma \right], \quad J_\gamma = 0.$$

**Разрешающая система уравнений осесимметричных ортотропных оболочек вращения переменной жесткости с учетом ортотропной электропроводности и джоулевого тепла в геометрически нелинейной постановке.** Принимая, что все компоненты возбужденного электромагнитного поля и поля перемещений не зависят от координаты  $\theta$ , положим [9, 11]:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} = 0, \nu = 0, S = 0, H = 0, E_s = 0, B_\theta = 0, P_\theta = 0, \rho F_\theta^\wedge = 0.$$

При построении разрешающей системы уравнений термомагнитоупругости усеченной гибкой ортотропной конической оболочки выбираем в качестве искомым функций следующие:  $u, w, \nu_s, N_s, Q_s, M_s, B_\gamma, E_\theta$ .

В этом случае разрешающая система нелинейных дифференциальных уравнений термомагнитоупругости гибкой ортотропной конической оболочки с учетом джоулевой температуры принимает следующий вид [11]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial s} &= \frac{1 - \nu_s \nu_\theta}{e_s h} N_s - \frac{\nu_\theta \cos \varphi}{r} u - \frac{\nu_\theta \sin \varphi}{r} w - \frac{1}{2} \mathcal{G}_s^2 + (1 + \nu_s) \varepsilon_T, \\ \frac{\partial w}{\partial s} &= -\mathcal{G}_s, \quad \frac{\partial \mathcal{G}_s}{\partial s} = \frac{12(1 - \nu_s \nu_\theta)}{e_s h^3} M_s - \frac{\nu_\theta \cos \varphi}{\kappa} \mathcal{G}_s, \\ \frac{\partial N_s}{\partial s} &= \frac{\cos \varphi}{r} \left[ (\nu_\theta - 1) N_s + e_\theta h \left( \frac{\cos \varphi}{r} u + \frac{\sin \varphi}{r} w \right) \right] - P_s - h J_{\text{от}} B_\gamma - \\ &- \sigma_1 h \left[ E_\theta B_\gamma + 0.5 \frac{\partial w}{\partial t} B_\gamma (B_s^+ + B_s^-) - \frac{\partial u}{\partial t} B_\gamma^2 \right] + \frac{e_s h \cos \varphi}{r} \varepsilon_T + \rho h \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \\ \frac{\partial Q_s}{\partial s} &= -\frac{\cos \varphi}{r} Q_s + \frac{\nu_\theta \sin \varphi}{r} N_s + e_\theta h \frac{\sin \varphi}{r} \left[ \frac{\cos \varphi}{r} u + \frac{\sin \varphi}{r} w \right] - P_\gamma - \\ &- 0.5 h J_{\text{от}} (B_s^+ + B_s^-) - \sigma_2 h \left[ -0.5 E_\theta (B_s^+ + B_s^-) - 0.25 \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-)^2 - \right. \\ &- \left. \frac{1}{12} \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ - B_s^-)^2 + 0.5 \frac{\partial u}{\partial t} B_\gamma (B_s^+ + B_s^-) + \frac{h}{12} \frac{\partial \mathcal{G}_s}{\partial t} B_\gamma (B_s^+ + B_s^-) \right] + \frac{e_s h \sin \varphi}{r} \varepsilon_T + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \\ \frac{\partial M_s}{\partial s} &= \frac{\cos \varphi}{r} \left[ (\nu_\theta - 1) M_s + \frac{e_\theta h^3 \cos \varphi}{12 r} \mathcal{G}_s \right] + Q_s + N_s \mathcal{G}_s - \frac{\sin \varphi}{r} \left[ \nu_\theta M_s + \frac{e_\theta h^3 \cos \varphi}{12 r} \mathcal{G}_s \right] \mathcal{G}_s, \\ \frac{\partial B_\gamma}{\partial s} &= -\mu \sigma_2 \left[ E_\theta + 0.5 \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-) - \frac{\partial u}{\partial t} B_\gamma \right] + \frac{(B_s^+ - B_s^-)}{h}, \quad \frac{\partial E_\theta}{\partial s} = -\frac{\partial B_\gamma}{\partial t} - \frac{\cos \varphi}{r} E_\theta. \end{aligned} \quad (15)$$

Здесь

$$\begin{aligned} \varepsilon_T &= \alpha T_C + \frac{\alpha h^2}{8 \sigma_2 \lambda_T} \left( 1 + \frac{4 \lambda_T}{h \lambda_F} \right) \left\{ J_{\text{от}}^2 + \sigma_2^2 \left[ E_\theta^2 + 0.25 \left( \frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 (B_s^+ + B_s^-)^2 + E_\theta \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-) \right] \right\} + \\ &+ \frac{\alpha h^2}{8 \sigma_2 \lambda_T} \left( 1 + \frac{4 \lambda_T}{h \lambda_F} \right) \left\{ 2 \sigma_2 J_{\text{от}} \left[ E_\theta + 0.5 \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-) - \frac{\partial u}{\partial t} B_\gamma \right] \right\} - \frac{\alpha \rho h C_\varepsilon^{\text{cp}}}{2 \lambda_F} T_{\text{II}}, \quad \chi_T = 0. \end{aligned}$$

Разрешающая система уравнений (15) является нелинейной смешанной гиперболо-параболической системой дифференциальных уравнений восьмого порядка с переменными коэффициентами.

Для определения произволов, которые появляются в общем решении системы уравнений (15) после интегрирования, необходимо присоединить граничные условия на контурах оболочки. Краевые условия для функций, характеризующие механическую часть задачи, ставятся так же, как и в теории оболочек.

Краевые условия для электромагнитных параметров могут задаваться через компоненты электрического поля или через комбинацию компонент магнитного и электрического полей. Начальные условия задаются в классическом виде.

**Методика решения задач термомагнитоупругости гибких ортотропных оболочек вращения переменной жесткости с учетом джоулевой температуры в осесимметричной постановке.** Решение краевых задач магнитоупругости ортотропных оболочек вращения с учетом джоулевого тепла в нелинейной постановке связано с большими вычислительными сложностями.

Это объясняется тем, что система (15), описывающая напряженно - деформируемое состояние (НДС) оболочки, является связанной, т. е. состоит из уравнений движения и электродинамики. Кроме того, она является нелинейной смешанной гипербола - параболической системой дифференциальных уравнений в частных производных восьмого порядка с переменными коэффициентами. Объемные силы Лоренца – нелинейные и изменяются с изменением материальной и временной координат.

Предложенный подход численного решения нелинейных задач магнитоупругости теории гибких оболочек вращения построен на последовательном применении конечно-разностной схемы Ньюмарка [19], методов квазилинеаризации [20] и дискретной ортогонализации [21].

Представим разрешающую систему уравнений (15) в векторной форме:

$$\frac{\partial \vec{N}}{\partial s} = \vec{F} \left( s, t, \vec{N}, \frac{\partial \vec{N}}{\partial t}, \frac{\partial^2 \vec{N}}{\partial t^2} \right), \quad (16)$$

с граничными условиями

$$g_1 \vec{N}(s_0, t) = \vec{b}_1, \quad g_2 \vec{N}(s_N, t) = \vec{b}_2$$

и начальными условиями

$$\vec{N} = 0; \quad \frac{\partial \vec{N}}{\partial t} = 0 \quad \text{при } t=0.$$

Здесь  $\vec{N} = \{u, w, \mathcal{G}_s, N_s, Q_s, M_s, E_\theta, B_\gamma\}^T$ ;  $\vec{F}$  – в общем случае нелинейная вектор - функция;  $g_1, g_2$  – прямоугольные матрицы;  $\vec{b}_1, \vec{b}_2$  – известные векторы.

Для разделения переменных по времени воспользуемся конечно-разностной схемой Ньюмарка

$$\ddot{u}^{t+\Delta t} = \frac{u^{t+\Delta t} - u^t}{0.25(\Delta t)^2} - \frac{1}{0.25} \left( \frac{\dot{u}^t}{\Delta t} + 0.25\ddot{u}^t \right), \quad \dot{u}^{t+\Delta t} = \dot{u}^t + 0.5\Delta t(\ddot{u}^t + \ddot{u}^{t+\Delta t}). \quad (17)$$

Применение этой схемы позволяет весь интервал по времени разбить на конечные интервалы и отследить НДС на каждом временном промежутке. После применения схемы Ньюмарка (17) разрешающую систему магнитоупругости (16) для соответствующего временного промежутка можно записать в векторной форме

$$\frac{d\vec{N}}{ds} = \vec{F}_1(s, \vec{N}), \quad (18)$$

где  $\vec{F}_1$  – восьмимерный вектор. Граничные условия на контуре  $s=const$  имеют вид

$$D_1 \vec{N} /_{s=s_0} = \vec{d}_1, \quad D_2 \vec{N} /_{s=s_N} = \vec{d}_2, \quad (19)$$

где  $D_1, D_2$  – известные прямоугольные матрицы соответственно порядков  $k \times 8$  и  $(8-k) \times 8$ , ( $k < 8$ );  $\vec{d}_1, \vec{d}_2$  – заданные векторы;  $k$  – количество граничных условий на контуре  $s=s_0$ .

Решение нелинейных краевых задач методом квазилинеаризации является аналогом метода Ньютона для решения систем нелинейных дифференциальных уравнений в функциональном пространстве вектор – функции искомого решения поставленной задачи. Проводится линеаризация системы дифференциальных уравнений и граничных условий, а также строится итерационный процесс решения нелинейной краевой задачи, для которого задается начальное приближение и на каждом шаге решается линейная краевая задача.

Таким образом, нелинейная краевая задача (18), (19) приводится к последовательности линейных краевых задач

$$\frac{d\vec{N}^{k+1}}{ds} = \vec{G}(\vec{N}^{k+1}, \vec{N}^k), \quad B_1(\vec{N}^k) \vec{N}^{k+1}(s_0) = \vec{b}_1(\vec{N}^k), \quad B_2(\vec{N}^k) \vec{N}^{k+1}(s_N) = \vec{b}_2(\vec{N}^k), \quad (k = 0, 1, 2, \dots), \quad (20)$$

$\vec{N} = \{u, w, \mathcal{G}_s, N_s, Q_s, M_s, E_\theta, B_\gamma\}^T$ ,  $\vec{N}^{k+1}, \vec{N}^k$  – решения соответственно на  $(k+1)$ -й и  $k$ -й итерациях;  $\vec{G}(\vec{N}^{k+1}, \vec{N}^k)$  – вектор правой части системы уравнений;  $B_1(\vec{N}^k), B_2(\vec{N}^k), \vec{b}_1(\vec{N}^k), \vec{b}_2(\vec{N}^k)$  – соответственно матрицы и правые граничные условия.

После применения изложенных выше методов линейная краевая задача (20) решается ме-

тодом дискретной ортогонализации [21]. Отметим, что на каждом шаге итерационного процесса коэффициенты правой части линейной системы уравнений (20), элементы матриц  $B_1, B_2$  и компоненты векторов  $\bar{b}_1, \bar{b}_2$  граничных условий зависят от количества шагов по материальной и часовой переменной, а также от решения линейной задачи на предыдущем шаге, т. е. последовательность краевых задач – связанная последовательность линейных задач. На первом шаге по времени за начальное приближение в итерационном процессе выбираем решение линейной задачи. На следующих шагах – решение, полученное на предыдущем шаге, что уже является решением нелинейной задачи. Выбор такой схемы существенно уменьшает количество итераций, необходимых при решении задачи. Заменяя производные по времени конечноразностными выражениями соответственно схеме Ньюмарка, необходимо учитывать взаимосвязь между шагом по времени и шагом интегрирования по переменной  $s$ . Для получения сходящегося алгоритма и выполнения критерия Куранта, преобразуем систему уравнений к «массовым» координатам Лагранжа. Эта процедура позволяет существенно увеличить шаг по времени. При решении краевых задач для проводящих оболочек необходимо также учитывать ограничения, накладываемые на плотность тока и внешнее магнитное поле, действующее на нее. Эти ограничения связаны с джоулевым теплом и значением критической силы.

**Числовой пример решения нелинейной системы магнитоупругости ортотропной конической оболочки с учетом джоулевого нагрева.** Рассмотрим осесимметричную геометрически-нелинейную краевую задачу термомагнитоупругости об определении НДС гибкой ортотропной конической оболочки переменной жесткости с учетом ортотропной электропроводности и джоулевого тепла (рис.2).

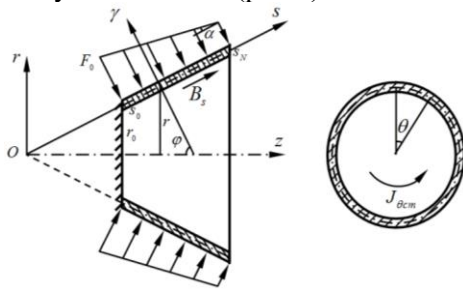


Рис. 2. Токонесущая ортотропная коническая оболочка под воздействием комбинированного нагружения

Оболочка упругая ортотропная, изготовленная из металлического композитного материала бороалюминия. Бороалюминий (парамагнетик) – композитный материал на основе матрицы из алюминия, армированный борными волокнами, обладающий высокими удельными характеристиками. Особо эффективное применение бороалюминия в ракетно-космической технике. Его использование для деталей ракет «Атлас», космических кораблей «Аполлон» и «Шатл» позволило уменьшить их массу на 20–50%.

Полагаем, что на поверхностях ортотропной оболочки осуществляется теплообмен по закону Ньютона – Рихмана с внешней средой, имеющей температуру  $0^\circ\text{C}$  (с коэффициентом теплообмена  $\lambda_F$ ). Оболочка также является проводником стороннего электрического тока  $J_{cm}$ .

Принимая, что все компоненты возбужденного электромагнитного поля и поля перемещений не зависят от координаты  $\theta$ , положим [9, 11]:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} = 0, \nu = 0, S = 0, H = 0, E_s = 0, B_\theta = 0, P_\theta = 0, \rho F_\theta^\wedge = 0.$$

При построении разрешающей системы уравнений термомагнитоупругости усеченной гибкой ортотропной конической оболочки выбираем в качестве искоемых функций следующие:  $u, w, \vartheta_s, N_s, Q_s, M_s, B_\gamma, E_\theta$ .

В этом случае разрешающая система нелинейных дифференциальных уравнений термомагнитоупругости гибкой ортотропной конической оболочки с учетом джоулевой температуры принимает следующий вид [11]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial s} &= \frac{1 - \nu_s \nu_\theta}{e_s h} N_s - \frac{\nu_\theta \cos \varphi}{r} u - \frac{\nu_\theta \sin \varphi}{r} w - \frac{1}{2} \vartheta_s^2 + (1 + \nu_s) \varepsilon_T, \\ \frac{\partial w}{\partial s} &= -\vartheta_s, \quad \frac{\partial \vartheta_s}{\partial s} = \frac{12(1 - \nu_s \nu_\theta)}{e_s h^3} M_s - \frac{\nu_\theta \cos \varphi}{r} \vartheta_s, \\ \frac{\partial N_s}{\partial s} &= \frac{\cos \varphi}{r} \left[ (\nu_\theta - 1) N_s + e_s h \left( \frac{\cos \varphi}{r} u + \frac{\sin \varphi}{r} w \right) \right] - P_s - h J_{\text{ост}} B_\gamma - \\ &- \sigma_1 h \left[ E_\theta B_\gamma + 0.5 \frac{\partial w}{\partial t} B_\gamma (B_s^+ + B_s^-) - \frac{\partial u}{\partial t} B_\gamma^2 \right] + \frac{e_s h \cos \varphi}{r} \varepsilon_T + \rho h \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
\frac{\partial Q_s}{\partial s} = & -\frac{\cos \varphi}{r} Q_s + \frac{v_\theta \sin \varphi}{r} N_s + e_\theta h \frac{\sin \varphi}{r} \left[ \frac{\cos \varphi}{r} u + \frac{\sin \varphi}{r} w \right] - P_\gamma - \\
& - 0.5 h J_{\text{OCT}} (B_s^+ + B_s^-) - \sigma_2 h \left[ -0.5 E_\theta (B_s^+ + B_s^-) - 0.25 \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-)^2 - \frac{1}{12} \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ - B_s^-)^2 + \right. \\
& \left. + 0.5 \frac{\partial u}{\partial t} B_\gamma (B_s^+ + B_s^-) + \frac{h}{12} \frac{\partial g_s}{\partial t} B_\gamma (B_s^+ + B_s^-) \right] + \frac{e_s h \sin \varphi}{r} \varepsilon_T + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \\
\frac{\partial M_s}{\partial s} = & \frac{\cos \varphi}{r} \left[ (v_\theta - 1) M_s + \frac{e_\theta h^3 \cos \varphi}{12 r} g_s \right] + Q_s + N_s g_s - \frac{\sin \varphi}{r} \left[ v_\theta M_s + \frac{e_\theta h^3 \cos \varphi}{12 r} g_s \right] g_s, \\
\frac{\partial B_\gamma}{\partial s} = & -\mu \sigma_2 \left[ E_\theta + 0.5 \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-) - \frac{\partial u}{\partial t} B_\gamma \right] + \frac{(B_s^+ - B_s^-)}{h}, \quad \frac{\partial E_\theta}{\partial s} = -\frac{\partial B_\gamma}{\partial t} - \frac{\cos \varphi}{r} E_\theta.
\end{aligned} \quad (21)$$

Здесь

$$\begin{aligned}
\varepsilon_T = & \alpha T_C + \frac{\alpha h^2}{8 \sigma_2 \lambda_T} \left( 1 + \frac{4 \lambda_T}{h \lambda_F} \right) \left\{ J_{\text{OCT}}^2 + \sigma_2^2 \left[ E_\theta^2 + 0.25 \left( \frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 (B_s^+ + B_s^-)^2 + E_\theta \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-) \right] \right\} + \\
& + \frac{\alpha h^2}{8 \sigma_2 \lambda_T} \left( 1 + \frac{4 \lambda_T}{h \lambda_F} \right) \left\{ 2 \sigma_2 J_{\text{OCT}} \left[ E_\theta + 0.5 \frac{\partial w}{\partial t} (B_s^+ + B_s^-) - \frac{\partial u}{\partial t} B_\gamma \right] \right\} - \frac{\alpha \rho h C_\varepsilon^{\text{cp}}}{2 \lambda_F} T_{\text{II}}, \quad \chi_T = 0.
\end{aligned}$$

Разрешающая система уравнений (21) является нелинейной смешанной гиперболо–параболической системой дифференциальных уравнений восьмого порядка с переменными коэффициентами. Для определения произволов, которые появляются в общем решении системы уравнений (21), после интегрирования необходимо присоединить граничные условия на контурах оболочки. Пусть стационарная задача магнитоупругости для возмущенного состояния решена, т.е. известны векторы магнитной индукции начального состояния для внешней и внутренней областей.

Рассмотрим случай, когда оболочка находится под воздействием нормальной составляющей механической силы  $F_\gamma = 5 \cdot 10^2 \sin \omega t$ , Н/м<sup>2</sup> и внешнего электрического тока  $J_{\text{OCT}} = 5 \cdot 10^5 \sin \omega t$ , А/м<sup>2</sup> ( $\omega$ –круговая частота). Толщина оболочки переменная и изменяется по законам:

1.  $h_1 = 5 \cdot 10^{-4} (1 - 0.5 \cdot s^2/b)$  м и 2.  $h_2 = 5 \cdot 10^{-4} (1 - 0.5 \cdot s^2/b)$   $b = 0.4$  м.

Граничные условия выбраны в следующем виде:

$$\begin{aligned}
u=0; M_s=0; Q_s=-200; B_\gamma=0.5 \sin \omega t \text{ при } s_0=0, \\
u=0; w=0; M_s=0; B_\gamma=0 \text{ при } s_N=0.4.
\end{aligned}$$

Параметры оболочки и материала выбраны следующие:

$$\begin{aligned}
s_0=0; s_N=0.4 \text{ м, } e_s=22.9 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2, e_\theta=10.7 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2, \rho=2600 \text{ кг/м}^3, \sigma_1=\sigma_2=0.454 \cdot 10^8 \text{ (Ом} \cdot \text{м)}^{-1}, \\
\mu=1.256 \cdot 10^{-6} \text{ Гн/м, } F_\gamma=F_0+(s-s_0) \text{tg} \alpha \text{ Н/м}^3, v_s=0.262, v_\theta=0.32, \omega=314.16 \text{ с}^{-1}, B_s^\pm = 0.5 \text{ Т,} \\
C_\varepsilon^{\text{cp}} = 820 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}, \alpha=3.6 \cdot 10^{-4} \text{ 1/°C, } \lambda_T=228 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}, \lambda_F=225 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \varphi=\pi/10.
\end{aligned}$$

Отметим, что в справочной литературе отсутствуют точные данные по анизотропии бора. Поэтому коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи вынуждены рассматривать как изотропные. Однако такое допущение хорошо согласуется с экспериментом. Для определения влияния ортотропии на НДС оболочки проведено сравнение напряженного состояния ортотропной и изотропной конической оболочки из алюминия той же длины, аналогичной толщины и нагружения при тех же граничных условиях, что и для ортотропной оболочки.

Параметры алюминиевой оболочки и материала выбраны следующие:

$$\begin{aligned}
s_0=0; s_N=0.4 \text{ м, } E=7.1 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2, \omega=314.16 \text{ с}^{-1}, \varphi=\pi/10, v=0.3, \rho=2670 \text{ кг/м}^3, \\
\mu=1.256 \cdot 10^{-6} \text{ Гн/м, } \sigma=3.13 \cdot 10^7 \text{ (Ом} \cdot \text{м)}^{-1}, C_\varepsilon^{\text{cp}} = 820 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}, \\
\lambda_T=228 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}, \lambda_F=225 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}, \alpha=2.36 \cdot 10^{-5} \text{ 1/°C, } B_s^\pm = 0.5 \text{ Т.}
\end{aligned}$$

Разрешающую систему уравнений для оболочки из изотропного материала получаем из (21), заменяя ортотропные коэффициенты материала на изотропные.

Решение задач получено на интервале  $t=1 \cdot 10^{-2}$  с, временной шаг интегрирования  $\Delta t=5 \cdot 10^{-4}$  с. На рис.3 представлено безразмерное распределение прогиба  $w/h_0(s)$ . Здесь и на дальнейших гра-

фиках линия 1 отвечает толщине 1; линия 2 – толщине 2 в случае ортотропной оболочки; линия 3 отвечает толщине 1; линия 4 – толщине 2 для изотропной оболочки. Под  $h_0$  понимаем среднее значение толщины оболочки. Максимальная нелинейность безразмерного прогиба оболочки из ортотропного материала достигается на торце оболочки  $s=0$  при  $t=5 \cdot 10^{-3}$  с и равняется  $w/h_0=2.85$  (линия 1). Максимальное значение нелинейного прогиба на линии 2 составляет 1.28, т. е. нелинейность наблюдается только в первой точке. Начиная с точки  $s=0.08$  м, безразмерный прогиб близок к нулевому значению. Максимальная нелинейность безразмерного прогиба изотропной оболочки достигается также на торце  $s=0$  при  $t=5 \cdot 10^{-3}$  с и равняется  $w/h_0=4.60$  (линия 3). Максимальное значение безразмерного прогиба на линии 4 составляет 2.20.

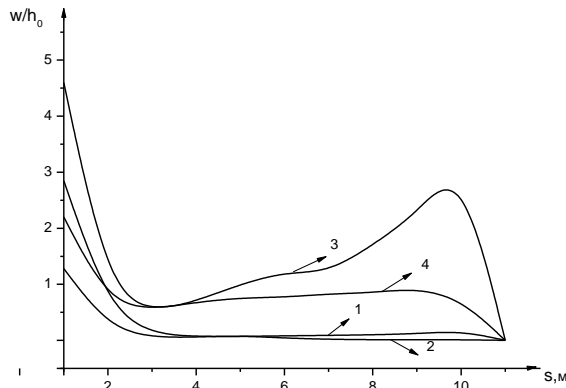


Рис. 3. Распределение прогиба  $w/h_0(s)$

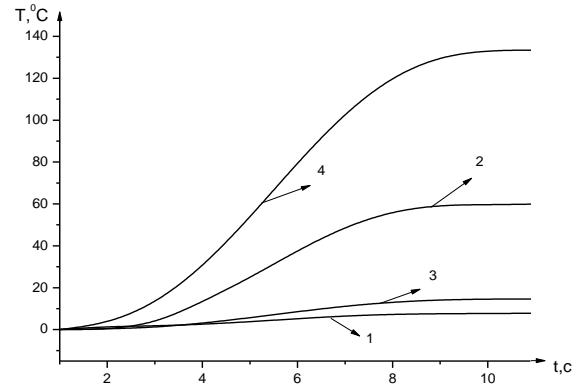


Рис. 4. Распределение джоулевой температуры  $T(t)^\circ\text{C}$  при  $s=0$

Исходя из результатов, представленных на рис. 3, делаем вывод, что в случае ортотропного материала (линии 1, 2) прогиб значительно меньше по сравнению с прогибом оболочки из изотропного материала (линии 3, 4) при тех же параметрах оболочки. Это указывает на преимущество использования ортотропного материала при изготовлении элементов конструкций.

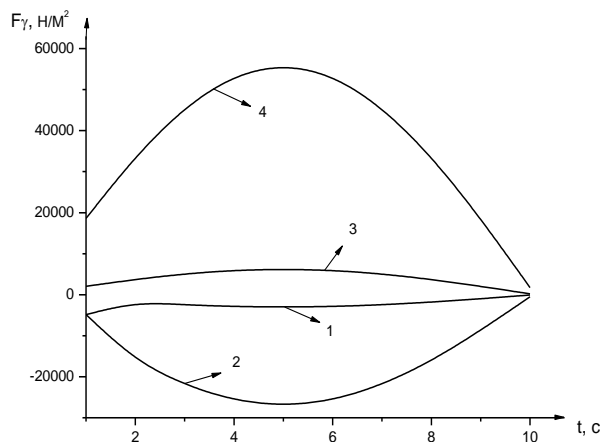


Рис. 5. Распределение нормальной составляющей силы Лоренца  $F_\gamma(t)$  при  $s=0$  в случае ортотропного и изотропного материалов.

На рис. 5 представлено распределение нормальной составляющей силы Лоренца  $F_\gamma(t)$  при  $s=0$  в случае ортотропного и изотропного материалов. Как следует из графиков, величина силы Лоренца принимает меньшие значения в случае использования ортотропного материала конической оболочки по сравнению с изотропным материалом. Отметим также, что нормальная составляющая силы принимает отрицательные значения для ортотропного материала (линии 1, 2), в случае изотропного материала значения этой силы – положительные (линии 3, 4).

**Заключение.** На основании полученных нелинейных уравнений термомагнитоупругости и использования предложенной методики, имеем возможность определять НДС гибких ортотропных оболочек вращения переменной жесткости с учетом ортотропной электропроводности и джоулевого нагрева. Предложенная методика позволяет рассматривать различные варианты физико-механических параметров ортотропных оболочек вращения в геометрически-нелинейной постановке. В качестве иллюстрации предложенного подхода рассмотрена осесимметричная задача гибкой ортотропной конической оболочки переменной жесткости с учетом ортотропной электро-

проводности и джоулевого тепла, а также гибкой изотропной конической оболочки из алюминия аналогичной длины, толщины и нагружения при тех же граничных условиях, что и для ортотропных оболочек. Проведено обсуждение полученных результатов. Полученные результаты подтверждают преимущество использования ортотропного материала.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Зоммерфельд А. Электродинамика. М.: Изд-во иностр. лит., 1968. – 501 с.
- [2] Ландау Л.В., Лифшиц Е.М. Электродинамика сплошных сред. М.: Наука, 1982. – 624 с.
- [3] Hutter K., Van de Ven A.F., Ursescu A. Electromagnetic Field Matter Interactions in Thermoelastic Solids and Viscous Fluids. Springer. – 382 p.
- [4] Moon F.C. Magneto–solid mechanics. – N. Y., John Wiley & Sons Inc., 1984. – 448 p.
- [5] Стрэттон Д.А. Теория электромагнетизма. М.:Л.: ГТТИ, 1948. – 540 с.
- [6] Тамм И.Е. Теория электромагнетизма. М.: Наука, 1976. – 624 с.
- [7] Elhajjar R., Saponara V., Muliana A. Smart composites. Mechanics and Design. CRCPress, 2013, – 430 p.
- [8] Амбарцумян С.А., Багдасарян Г.Е., Белубекян М.В. Магнитоупругость тонких оболочек и пластин. М.: Наука, 1977. – 272 с.
- [9] Григоренко Я.М., Мольченко Л.В. Основы теории пластин и оболочек с элементами магнитоупругости. Учебник. Киев: ИПЦ «Киевский университет», 2010. – 403 с. (укр).
- [10] Шаповалов Л.А. Об одном простейшем варианте уравнений геометрически - нелинейной теории тонких оболочек // Инж. журн. МТТ. 1968. № 1. С. 56 – 62.
- [11] Будаков В.Д., Мольченко Л.В., Овчаренко А.В. Нелинейные магнитоупругие оболочки. Монография. Николаев: Илион, 2016. – 136 с.
- [12] Дресвянников В.И. О нестационарных задачах механики упруго-пластических проводящих тел при действии сильных импульсных магнитных полей // Прикл. проблемы прочности и пластичности. Вып. 19. 1979. С. 32 – 47.
- [13] Будаков В. Д., Мольченко Л.В., Овчаренко А.В. Численно-аналитическое решение краевых задач магнитоупругости. Николаев: Илион, 2016. – 148 с. (укр.)
- [14] Molchenko L.V., Loos I.I., Indiaminov R.Sh. Determining the Stress State of Flexible Orthotropic Shell of Revolution in Magnetic Field // Int. Appl. Mech. 44. 2008. N 8. P. 882 – 891.
- [15] Molchenko L.V., Loos I.I. Thermomagnetoelastic Deformation of a flexible Orthotropic Conical Shell with Electrical Conductivity and Joule Heat Taken into Account // Int. Appl. Mech. 2019. 55. N 5. P. 534 – 543.
- [16] Най Дж. Физические свойства кристаллов и их описание при помощи тензоров и матриц. М.: Мир, 1967. – 385 с.
- [17] Сиротин Ю.И., Шаскольская М.П. Основы кристаллофизики. М.: Наука, 1979. – 639 с.
- [18] B i a n Y u – H o n g . Analysis of nonlinear stresses and strains in a thin current–carrying elastic plate // Int. Appl. Mech. 2015. 51, N 1. P. 108–120.
- [19] Newmark N.M. A Method of Computation for Structural Dynamics // J. End. Mech. Div. Proc. ASCE. Vol. 85. 1959, N 7. P. 67–97.
- [20] Беллман Р., Калаба Р. Квазилинеаризация и нелинейные краевые задачи. М.: Мир, 1968. – 184 с.
- [21] Годунов С.К. О численном решении краевых задач для систем обыкновенных линейных дифференциальных уравнений // Успехи матем. наук. №16. Вып. 5(99). 1963. С. 171–174.

Самаркандский филиал Ташкентского  
университета информационных технологий  
Николаевский национальный университет  
им. В.А. Сухомлинского, Украина

Дата поступления  
2.09.2020

***Л.В. Мольченко, Р.Ш. Индияминов. Жоуль иссиқлигини ҳисобга олганда юққа ортотроп ўзгарувчан бикирли айланма қобиқнинг магнитоэластик деформацияланиши***

*Мақолада ортотроп электрўтказувчанликни ва Жоуль иссиқлигини микросекунд диапазонида ҳисобга олганда ортотроп айланма қобиқнинг термомагнитоэластиклиги назарияси ва геометрик чизиқлимас масалаларини ечиши усуллари таклиф қилинган. Ортотроп электрўтказувчанликни ва Жоуль иссиқлигини ҳисобга олганда юққа ортотроп конуссимон қобиқнинг ҳал қилувчи тенгламалар системаси келтириб чиқарилган. Ортотроп электрўтказувчанликни ва Жоуль иссиқлигини ҳисобга олганда юққа ортотроп кесик конуссимон қобиқнинг термомагнитоэластиклик масаласи ечилган, шунингдек, Жоуль температурасини ҳисобга олганда юққа ортотроп ва юққа изотроп қобиқларнинг сонли олинган ечимлари таққосланган ва таҳлил қилинган.*

***L.V. Molchenko, R.Sh. Indiaminov. Magnetoelastic deformation of flexible orthotropic shells of revolution of variable stiffness taking into account joule heat***

*A theory and method for solving geometrically non-linear problems of the thermomagnetic elasticity of orthotropic shells of revolution with orthotropic electrical conductivity and Joule heat in the microsecond range is proposed. The resolving system of a flexible orthotropic conical shell with orthotropic electrical conductivity and Joule heating is given. An example of the solution of a flexible truncated orthotropic conical shell with orthotropic electrical conductivity and Joule heat is considered, and the results of solutions of flexible orthotropic and flexible isotropic shells are compared with the Joule temperature.*

## СЕЙСМОДИНАМИКА ПОДЗЕМНОГО П-ОБРАЗНОГО ТРУБОПРОВОДА НА ДЕЙСТВИЕ РЕАЛЬНЫХ ЗАПИСЕЙ ЗЕМЛЕТРЯСЕНИЙ

Землетрясения вызывают внезапные крупные подвижки земли на опасных участках, представляющих собой разломы земной коры. Ученым хорошо известны районы, где с наибольшей вероятностью могут произойти такие процессы. 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 (плотности грунтового основания и степени защемления трубопровода в грунте), глубины заложения трубопровода, эксплуатационно-технологических нагрузок и воздействий, конструкции трубопровода и стыков, характеристик материала труб и опор, степени изношенности трубопровода [1].

Сейсмические движения земной коры способствуют появлению значительных горизонтальных и вертикальных деформаций грунтов и могут привести к авариям на подземных трубопроводах [2–3].

Оценка систем трубопровода против будущих землетрясений важна для строительства сейсмостойких инфраструктур. Интенсивное напряжение вследствие сейсмической нагрузки действует на деформируемые трубы так, что также происходит относительное смещение между грунтом и трубой.

Система дифференциальных уравнений для линейных участков подземных трубопроводов взаимодействия с грунтом, при произвольном сейсмическом воздействии, с соответствующими граничными условиями на торцах и начальными условиями имеет следующий вид [4–6]:

$$M \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} + A \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + B \frac{\partial U}{\partial x} + CU = CU_0, \quad (1)$$

$$Q \frac{\partial U}{\partial x} + KU = KU_0, \quad (2)$$

$$U = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial t} = 0, \quad \text{при } t=0, \quad (3)$$

где  $M, A, B, C, Q, K$  – матрицы шестого порядка;  $U$  – вектор перемещений и поворотов трубопровода;  $U_0$  – заданный вектор перемещений грунта при землетрясении в виде сейсмических волн, зависящий от времени и координат.

Напряжения подземного трубопровода от осевой силы  $N$  и совместного действия осевой силы и момента силы  $M$  при произвольном воздействии вычисляются по следующим формулам:

$$\sigma = \frac{N}{F}; \quad \sigma_{y,z}^{\pm} = \frac{N}{F} \pm \frac{M_{y,z} \cdot R_H}{I_{y,z}}, \quad (5)$$

Рассмотрим ортогональный подземный трубопровод длиной 105 м (рис.1), который взаимодействует с грунтом и торцы которого закреплены в грунт, при действии трехмерной волны, записанной во время землетрясения.



Рис.1. Участок трубопровода П-образной конфигурации

**Задача.** Механические и геометрические параметры подземного трубопровода и грунта выбираем в следующем виде:  $E=2 \cdot 10^5$  МПа;  $\rho=7.8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>;  $D_H=0.5$  м;  $D_B=0.49$  м;  $l=105$  м;  $k_x=0.5 \cdot 10^4$  кН/м<sup>3</sup>;  $\mu_{грунт}=0.2$ ;  $\mu_{труба}=0.3$ . Движение грунта задается записью сейсмограмм землетрясения 24 января 2016 г. в Чили.

Проанализируем полученные результаты решения задачи. На рис. 2 представлены изменения значений продольного, поперечного и вертикального перемещений вдоль оси подземного трубопровода при фиксированном времени. На рис.2, а, б показаны изменения продольного перемещения на сложном участке (в сечениях  $x=40 - 50$  м) подземного трубопровода.

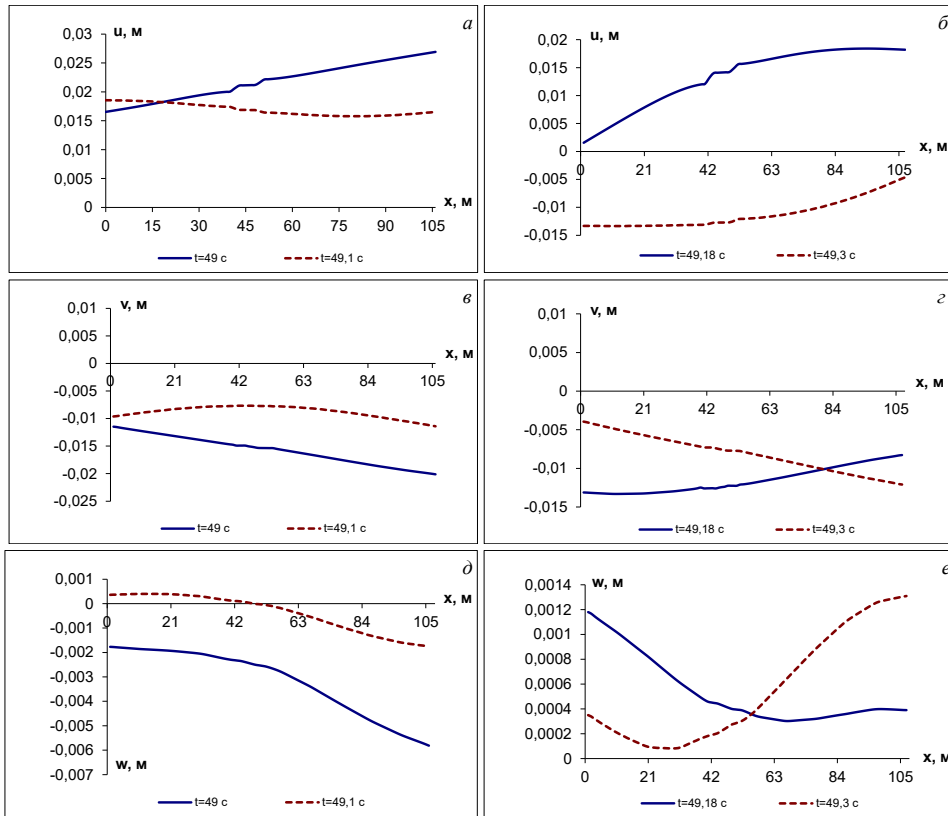


Рис.2. Изменения значений продольного, поперечного и вертикального перемещений вдоль оси подземного трубопровода при фиксированном времени: *a, б* – продольные перемещения; *в, г* – поперечные перемещения; *д, е* – вертикальные перемещения

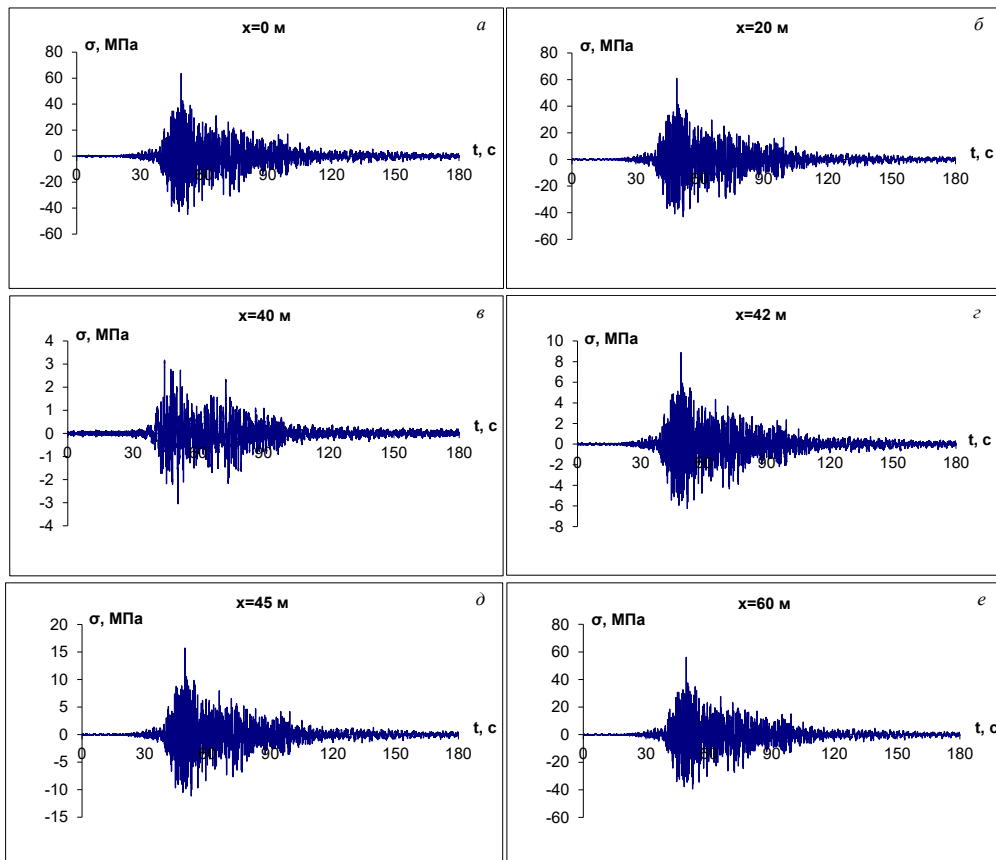


Рис.3. Изменения сжимающего (растягивающего) напряжения по времени в заданных сечениях подземного трубопровода: *a*–*x*=0 м; *б*–*x*=20 м; *в*–*x*=40 м; *г*–*x*=42 м; *д*–*x*=45 м; *е*–*x*=60 м

На рис.3 приведены результаты изменения сжимающего (растягивающего) напряжения по времени в заданных сечениях ( $x=0$  м,  $x=20$  м,  $x=40$  м,  $x=42$  м,  $x=45$  м,  $x=60$  м) подземного трубопровода. На сложных участках (рис.3, в, з, д; в сечениях  $x=40$  м,  $x=42$  м,  $x=45$  м) в подземных трубопроводах уменьшается сжимающее (растягивающее) напряжение.

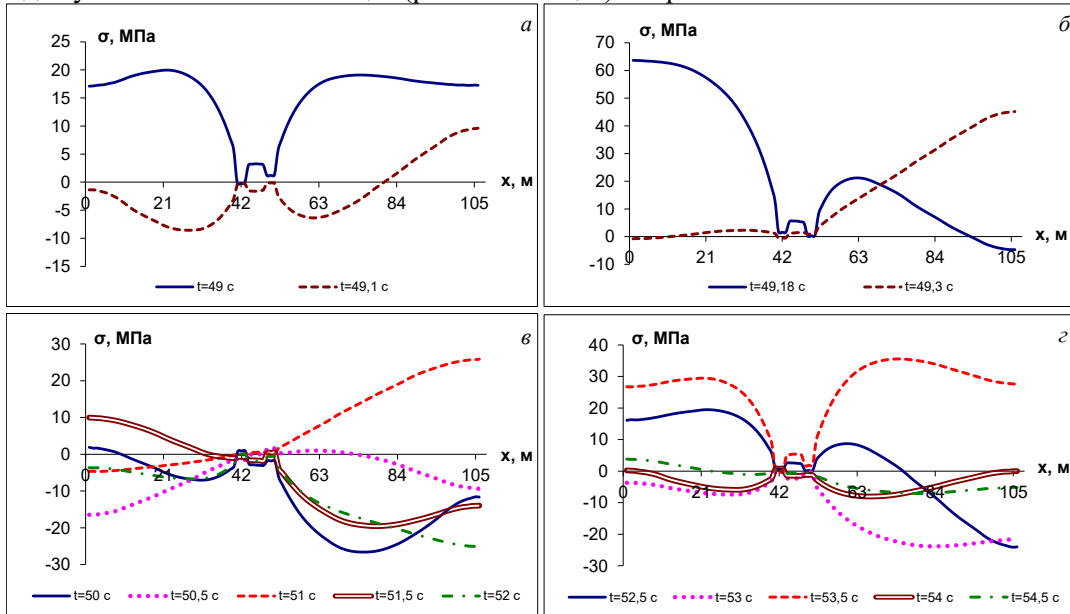


Рис.4. Изменения значений сжимающего (растягивающего) напряжения вдоль оси подземного трубопровода при фиксированном времени

На сложном П-образном участке в подземном трубопроводе снижается сжимающее (растягивающее) напряжение.

На рис.4 представлены изменения значений сжимающего (растягивающего) напряжения вдоль оси подземного трубопровода при фиксированном времени.

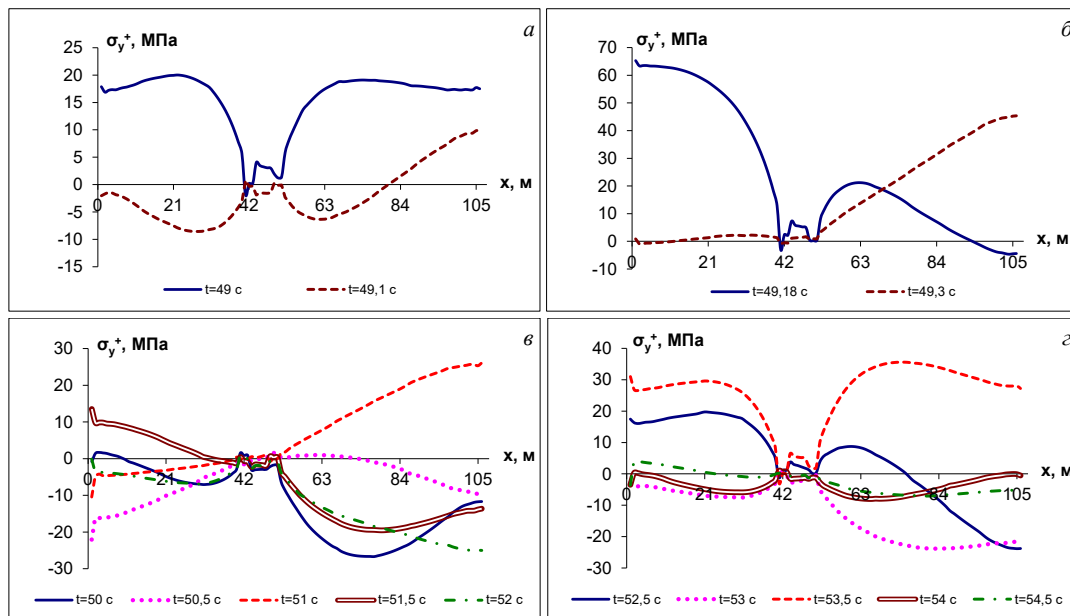


Рис.5. Изменения значений полных напряжений ( $\sigma_y^+$ ) вдоль оси подземного трубопровода при фиксированном времени

На рис.5 показаны изменения значений полных напряжений ( $\sigma_y^+$ ) вдоль оси (изгиб относительно оси  $Oy$ ) подземного трубопровода при фиксированном времени.

Сложная ортогональная конфигурация в подземных трубопроводах способствует уменьшению сжимающего (растягивающего) напряжения подземного трубопровода около этого участка до расстояния 15–20 м.

В сечениях подземного трубопровода (см. рис.4–6 с сечением от  $x=40$  до  $x=50$  м) со сложной конфигурацией значения полных напряжений уменьшаются.

На рис.6 показаны изменения значений полных напряжений ( $\sigma_y^-$ ) вдоль оси (изгиб относительно оси  $Oy$ ) подземного трубопровода при фиксированном времени.

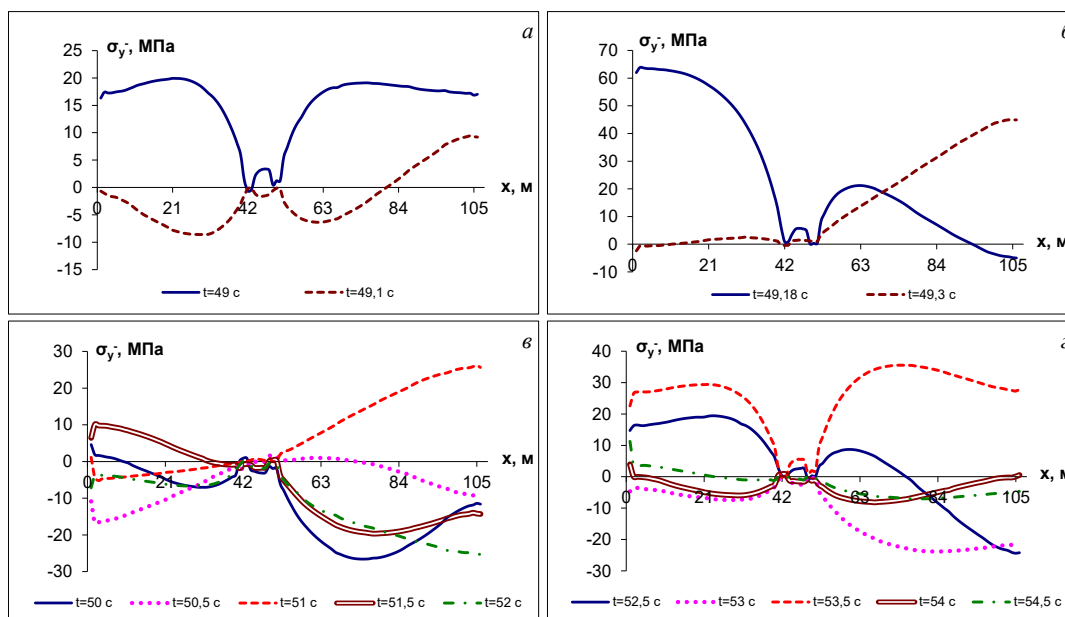


Рис.6. Изменения значений полных напряжений ( $\sigma_y^-$ ) вдоль оси подземного трубопровода при фиксированном времени

На рис.7 приведены изменения значений полных напряжений ( $\sigma_z^+$ ) вдоль оси (изгиб относительно оси  $Oz$ ) подземного трубопровода при фиксированном времени.

На геометрически сложных участках (рис.7–8 с сечением от  $x=40$  до  $x=50$  м) подземного трубопровода полные напряжения ( $\sigma_z^+$ ,  $\sigma_z^-$ ) увеличиваются за счет взаимовлияния изгибающих моментов.

Так как в реальном сейсмическом воздействии имеется целый спектр частот, результат действия реальной сейсмограммы отличается от действия гармонической нагрузки.

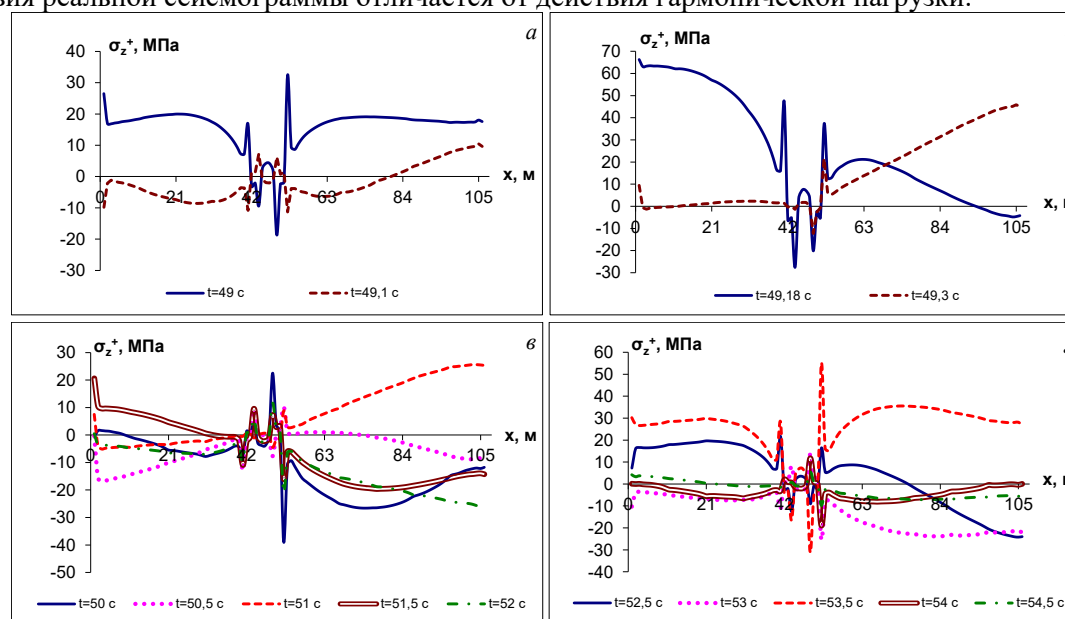


Рис.7. Изменения значений полных напряжений ( $\sigma_z^+$ ) вдоль оси подземного трубопровода при фиксированном времени

На рис.8 приведены изменения значений полных напряжений ( $\sigma_z^-$ ) вдоль оси (изгиб относительно оси  $Oz$ ) подземного трубопровода при фиксированном времени.

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, позволяя вычислить истинные напряжения в теле исследуемого объекта.

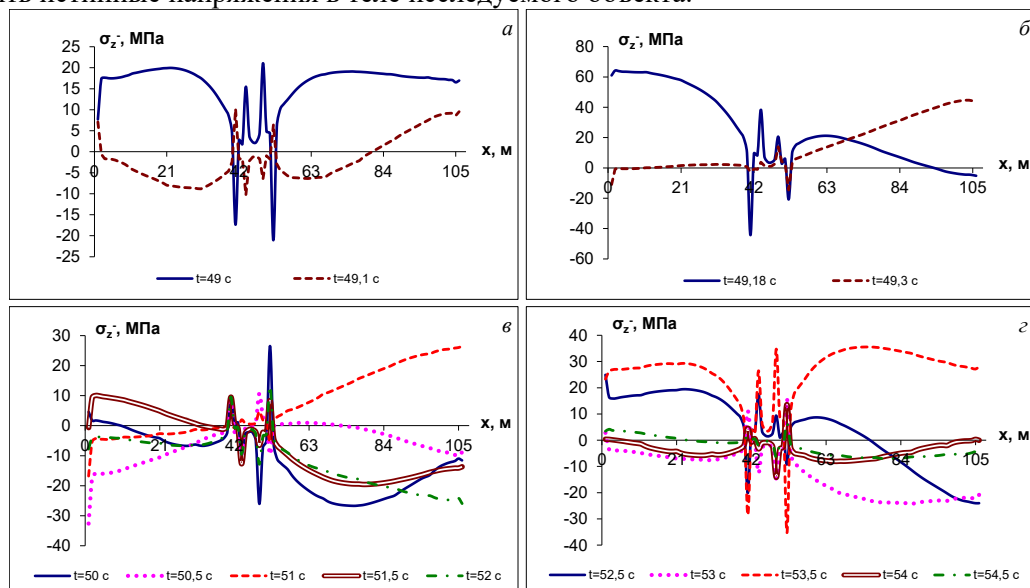


Рис.8. Изменения значений полных напряжений ( $\sigma_z$ ) вдоль оси подземного трубопровода при фиксированном времени

Сейсмические волны содержат три компоненты перемещений и имеют сложный характер движения, где присутствует целый спектр частот и различные пиковые значения перемещений. Это позволяет проводить более точные вычисления максимальных напряжений в подземном трубопроводе и прийти к более надежному выводу о сейсмостойкости конкретного трубопровода для грунтовых условий на площадке строительства. Одинаковых записей землетрясений даже для одной и той же местности не обнаруживается.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Рашидов Т.Р. Динамическая теория сейсмостойкости сложных систем подземных сооружений. Ташкент: Фан, 1973. – 180 с.
- [2] Ишихара К. Поведение грунтов при землетрясениях. Спб.: НИО «Геореконструкция-фундаментпроект», 2006. – 384 с.
- [3] Бекмирзаев Д.А. Численный метод решения сейсродинамики подземных трубопроводов. Ташкент: «Fan va texnologiya», 2018. –148 с.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] Bekmirzaev D.A., Mirzaev I. Dynamic processes in underground pipelines of complex orthogonal configuration at different incidence angles of seismic effect // International Journal of Scientific & Technology Research. V. 9. 2020. № 4. P. 2449–2453.

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

Дата поступления  
04.11.2020

**Д.А. Бекмирзаев, И. Мирзаев, Н.Ш. Мансурова. Реал zilzilalar taъsiriдаги II-шаклдаги ер ости кувурларининг сейсродинамикаси**

Мақолада реал zilzila маълумотлари таъsiriдаги II-шакли ер ости кувурларининг - замонавий янги масалалари қаралган. Амалга оширилган назарий ва ҳисоблаш-экспериментал тадқиқотлар II-шаклдаги ер ости кувурларининг кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини реал zilzila таъsiriда баҳолаш муаммоларини ҳал қилади.

**D.A. Bekmirzaev, I. Mirzaev, N.Sh. Mansurova. Seismodynamics of underground pipelines of complex northogonal configuration under the influence of spatial seismic load**

The article deals with modern new problems - seismodynamics of II-shaped underground pipelines on the effect of real earthquake records. The carried out theoretical and computational-experimental studies solve the problems of assessing the stress-strain state of underground pipelines of II-shaped configuration on the effect of real earthquake records.



## ПЕРЕНОС ВЕЩЕСТВА В ПОРИСТОЙ СРЕДЕ С КУСОЧНО-ОДНОРОДНЫМ ЗАСОЛЕНИЕМ

Изучение задач переноса вещества в пористой среде имеет большое значение. При заводнении нефтяных пластов закачиваемая вода может реагировать с отдельными компонентами породы пласта, в результате чего эти компоненты могут переходить в водную фазу. С одной стороны, это меняет структуру порового пространства, и как следствие, фильтрационные свойства пласта, а с другой – состав и свойства закачиваемой воды за зоной её взаимодействия с породой. Аналогичная задача возникает при подземном выщелачивании горных пород при добыче рудных полезных ископаемых [1].

Состав и структура пластов, как правило, неоднородны как в микроскопическом, так и в макроскопическом масштабе. Макроскопическая неоднородность при моделировании процессов движения жидкости и переноса вещества в них схематизируется различным образом. Наиболее распространенными являются слоистые, зонально неоднородные, в частности, кусочно-однородные структуры. Заметим, что неоднородность понимается как по литологическому составу, так и по фильтрационно-емкостным свойствам пласта.

В [2] рассмотрен перенос вещества в пористой среде с кусочно-однородным засолением. Вода, взаимодействуя с породой, растворяет солевые компоненты, которые переходят в водную фазу. При последующем продвижении воды по пласту растворенные соли переносятся вместе с водой. Механизм переноса, как правило, конвективно-диффузионный.

В статье изучается перенос вещества в пористой среде, порода которой имеет кусочно-однородное засоление, с учетом адсорбции растворенного вещества на поверхности породы. Кинетика адсорбции определяется линейным и нелинейным уравнениями первого порядка.

Рассматривается одномерная пористая среда, состоящая из двух частей:

- 1) с транзитными порами с пористостью  $m_1$ ;
- 2) насыщенной с застойной, минерализованной водой с пористостью  $m_2$ ,  $m = m_1 + m_2$ . Распределение солей в ней кусочно-однородно. Схематически такой пласт изображен на рис. 1.

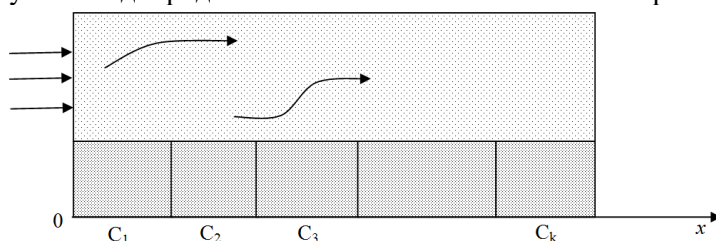


Рис.1. Схема пласта, застойная зона которого имеет кусочно-однородное засоление

При подаче раствора с определенной концентрацией в пласт образуется подвижной фронт  $x_0(t) = vt/m_1$ , т.е. фронт проникновения закачиваемого через сечения  $x=0$  раствора. Предполагается, что в застойных зонах соли содержатся в растворенном виде, внутридиффузионный массообмен между подвижными и неподвижными зонами происходит бесконечно быстро [2]. В случае отсутствия застойной зоны возможна ситуация, когда порода пласта содержит кристаллы солей, которые мгновенно переходят в раствор в момент подхода к ним фронта  $x_0(t)$ .

Уравнение баланса вещества принимается в виде [3, 4]

$$m_1 \frac{\partial c}{\partial t} + v \frac{\partial c}{\partial x} + \beta \frac{\partial S}{\partial t} = D \frac{\partial^2 c}{\partial x^2}, \quad (1)$$

где  $c$  – объемная концентрация вещества,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ;  $D$  – коэффициент гидродинамической дисперсии,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $m_1$  – пористость в зоне с подвижной жидкостью;  $S$  – концентрация адсорбированного вещества в зоне с подвижной жидкостью,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $v$  – скорость фильтрации,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $x$  – координата,  $\text{м}$ ;  $\beta$  – общая плотность пористой среды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Кинетика неравновесной адсорбции вещества определяется уравнением первого порядка [5]

$$\frac{\partial S}{\partial t} = k_1 \frac{m_1}{\beta} c - k_2 S, \quad k_1, k_2 - \text{const.} \quad (2)$$

В качестве примера рассмотрим пласт, застойная зона которого состоит из пяти частей, с границами  $x_l = 0.5l$ ,  $l = \overline{1,5}$ . Следовательно, длина пласта  $L=2.5$  мм. Процесс переноса исследуется в такие диапазоны времени, чтобы выполнялось  $x_0(t) \leq L$ . Каждая часть застойной зоны имеет неподвижный раствор с концентрацией  $c_i$ ,  $i = \overline{1,5}$ . С конца  $x=0$  пласта подается чистая жидкость. Тогда начальные и граничные условия задачи имеют вид

$$c(0, x)=0, \quad (3)$$

$$c(t, 0)=0, \quad t>0, \quad (4)$$

$$c(t, x_0(t)) = c_0 + \sum_{l=1}^k (c_l - c_{l-1}) \eta(x_0(t) - x_{l-1}), \quad x_{l-1} \leq x_0(t) \leq x_l, \quad k \leq 5, \quad (5)$$

где  $c_0$  – произвольная величина;  $\eta(x)$  – единичная функция Хевисайда,  $x_0=0$ .

Задача (1) – (5) решена численно с использованием разностного метода [6]. Распределение концентрации солей в застойной зоне следующее:  $c_1=10^{-2}$ ,  $c_2=5 \cdot 10^{-3}$ ,  $c_3=12 \cdot 10^{-3}$ ,  $c_4=8 \cdot 10^{-3}$ ,  $c_5=4 \cdot 10^{-3}$ .

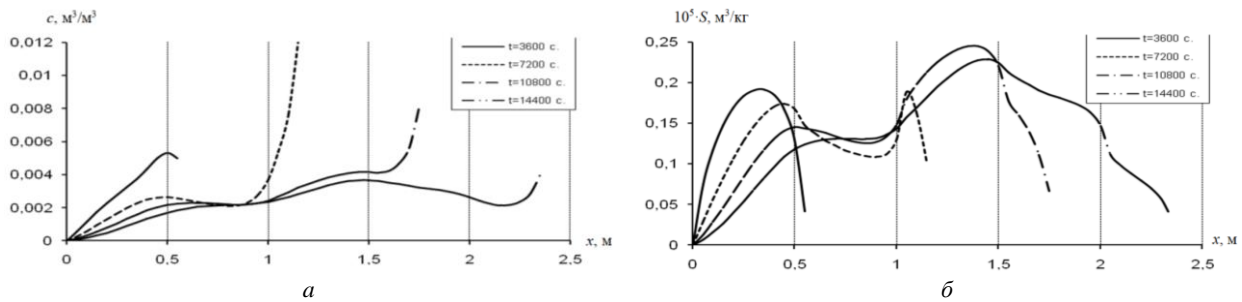


Рис. 2. Профили концентраций  $c(a)$ ,  $S(b)$  при  $k_1=2 \cdot 10^{-3} \text{ c}^{-1}$ ,  $k_2=5 \cdot 10^{-4} \text{ c}^{-1}$ ,  $\alpha=2000 \text{ c}$ ,  $D=3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{c}$  в различные моменты времени

Некоторые результаты расчетов приведены на рис. 2. Как видно из результатов, неоднородное распределение солей в застойной зоне приводит к неравномерному распределению концентрации солей в подвижном растворе и их адсорбции. Разрывы концентраций в застойной зоне на границах  $x_l$  размываются с течением времени и в профилях  $c$  и  $S$  они сглаживаются. Использование нелинейной кинетики адсорбции при прочих равных параметрах приводит к увеличению значений адсорбции, за счет чего концентрация раствора в подвижной зоне уменьшается.

Рассмотрим теперь случай сухого кусочно-однородного пласта. Тогда можно принять  $m_2=0$ , т.е. застойная зона с большой водоудерживающей способностью отсутствует. Порода пласта содержит кристаллические соли с кусочно-однородным распределением, как это приведено ранее. При контакте жидкости с породой соли мгновенно растворяются и переходят в раствор. Таким образом, на фронте смачивания образуется диффузионный поток солей. В этом случае вместо условия (5) принимается

$$D \frac{\partial c(t, x_0(t))}{\partial x} = \left[ c_0 + \sum_{l=1}^k (c_l - c_{l-1}) \eta(x_0(t) - x_{l-1}) \right] x_0'(t). \quad (6)$$

Некоторые результаты численного решения задачи (1) – (4), (6) приведены на рис. 3, соответствующем линейной кинетике адсорбции.

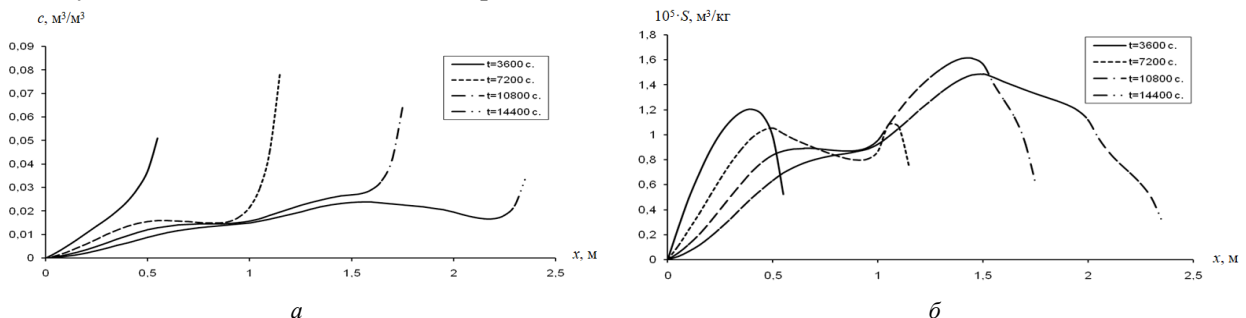


Рис.3. Профили концентраций  $c(a)$ ,  $S(b)$  при  $k_1=2 \cdot 10^{-3} \text{ c}^{-1}$ ,  $k_2=5 \cdot 10^{-4} \text{ c}^{-1}$ ,  $\alpha=2000 \text{ c}$ ,  $D=3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{c}$  в различные моменты времени

Задание потока вещества в отличие от концентрации на фронте смачивания  $x_0(t)$  приводит к образованию концентрационного поля с заметно большими значениями. Соответственно увеличивается адсорбция вещества (см. рис. 3). При уменьшении значения коэффициента дисперсии  $D$  как сами значения концентрации, так и ее градиент значительно увеличиваются. В соответствии с этим адсорбция также увеличивается. При прочих равных параметрах нелинейная кинетика приводит к усилению адсорбционных эффектов, за счет чего концентрация раствора уменьшается по сравнению с линейной кинетикой. Разрывы градиента концентрации в точках  $x_l$  быстро сглаживаются.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Калабин А.И. Добыча полезных ископаемых подземным выщелачиванием и другими геотехнологическими методами. М.: Атомиздат, 1981.
- [2] Данаев Н.Т., Корсакова Н.К., Пеньковский В.И. Массоперенос в прискважинной зоне и электромагнитный каротаж пластов. Алматы: КНУ, 2005. – 208 с.
- [3] Bear J. Dynamics of fluids in porous media, Elsevier, New York, 1972. – 764 p.
- [4] Хужаёров Б.Х., Махмудов Ж.М., Зикиряев Ш.Х. Перенос вещества в пористой среде, насыщенной подвижной и неподвижной жидкостью. // ИФЖ. 2010. Т.83. №2. С. 248–254.
- [5] Cameron D.R., Klute A. Convective-Dispersive Solute Transport With a Combined Equilibrium and Kinetic Adsorption Model // Water resources research. Vol. 13. 1977. No 1. P. 183 – 188.
- [6] Самарский А.А. Теория разностных схем. М.: Наука, 1977. – 656 с.

Самаркандский государственный университет

Дата поступления  
06.05. 2020

**Б.Х. Хўжаёров, Ш.Х. Зикиряев, Б.У. Чоршанбиева. Бўлакли-бир жинсли шўрланган соҳали говак муҳитда модда нинг кўчиши**

*Мақолада бўлакли-бир жинсли шўрланган соҳали говак муҳитда туз кўчиши масаласи сонли ечилган. Иккита ҳолат қаралган: 1) туз эритмаси билан тўйинган турғун зонали қатлам; 2) бўлакли-бир жинсли шўрланган қуруқ қатлам. Модданинг адсорбцияланишини тузги кўчиши характеристикаларига таъсири аниқланди.*

**B.Kh. Khuzhayorov, Sh.Kh. Zikirayev, B.U. Chorshanbiyeva. Solute transport in a porous medium with piecewise salinization**

*In the paper a problem of salt transport in a porous medium with piecewise salinization is numerically solved. Two cases are considered: 1) bed with immobile liquid zone saturated with salt solution; 2) dry bed with piecewise salinization. Influence of salt adsorption on salt transport characteristics is established.*

УДК 519.6

**З.М. МАЛИКОВ, Д.П. НАВРУЗОВ**

### **ИССЛЕДОВАНИЕ МОДИФИЦИРОВАННОЙ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ $k-\varepsilon$ ДЛЯ РАСЧЕТА ОБТЕКАНИЯ ПЛОСКОЙ ПЛАСТИНЫ**

Обтекание плоской пластины турбулентным потоком является классическим примером для исследования пристеночных течений турбулентного потока, а также для тестирования математических моделей турбулентности. Несмотря на кажущуюся простоту, поставленная задача содержит в себе все основные явления турбулентности при течении около твердых стенок. Поэтому модели турбулентности, положительно апробированные на этой задаче, можно считать способными адекватно описывать и более сложные турбулентные течения.

Известно, что классическая модель турбулентности  $k-\varepsilon$  – одна из первых моделей турбулентности. Поэтому на сегодняшний день эта модель является широко распространенной и используется для широкого круга задач турбулентности. Однако научно-технический прогресс на сегодняшний день требует более точного математического моделирования исследуемых процессов. Аналогичное требование ставится и к математическим моделям турбулентности. По этой причине можно утверждать, что классическая модель турбулентности  $k-\varepsilon$  считается устаревшей и не отвечает современным требованиям. Поэтому со временем с целью увеличения точности и универсальности модель  $k-\varepsilon$  породила множество различных модификаций. Одной из таких модификаций является модель Чена. Эта модель использована во многих задачах турбулентности. Однако для рассматриваемой задачи в настоящей статье, насколько известно авторам, она еще не рассматривалась. В связи с этим целью работы является верификация модели Чена для турбулентного обтекания плоской пластины. В статье также приводятся результаты численного расчета по класси-

ческой модели  $k-\varepsilon$  [1]. Полученные результаты сопоставляются с экспериментальными данными по базе данных турбулентности NASA.

**Математическая модель.** Классическая модель турбулентности  $k-\varepsilon$  имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \\ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \nu \frac{\partial u}{\partial y} - \overline{u'v'} \right), \\ u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \nu_t \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - \varepsilon, \\ u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + c_1 \nu_t \frac{\varepsilon}{k} \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k}. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2}), \quad \varepsilon = \nu \left[ \overline{\left( \frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left( \frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2} \right] \quad \text{и} \quad -\overline{u'v'} = \nu_t \frac{\partial u}{\partial y}.$$

Для замыкания системы уравнений (1) применяется «связка» Прандтля–Колмогорова [2]

$$\nu_t = C_v \frac{k^2}{\varepsilon},$$

которая основана на теории о локальной однородной и изотропной турбулентности. В правых частях уравнений системы (1) вместо явной записи коэффициентов  $\nu_k$  – для кинетической энергии  $k$  и  $\nu_\varepsilon$  – для скорости диссипации  $\varepsilon$  – введены «числа Прандтля»  $\sigma_k = \nu_t/\nu_k$  и  $\sigma_\varepsilon = \nu_t/\nu_\varepsilon$ .

Система уравнений  $k-\varepsilon$  модели содержит целый ряд эмпирических констант:  $C_v=0.09$ ,  $C_1=1.44$ ,  $C_2=1.92$ ,  $\sigma_k=1.0$  и  $\sigma_\varepsilon$  определяется равенством

$$\sigma_\varepsilon = \frac{\chi^2}{\sqrt{C_v(C_2 - C_1)}}, \quad \chi = 0.4,$$

где  $\nu$ ,  $\nu_t$  – молекулярная и турбулентная вязкости. Начальные и граничные условия для системы уравнений (1) ставятся стандартным образом [3], т.е. на пластине – условие прилипания, на бесконечности и на входе – условие невозмущенного потока.

Теперь рассмотрим модификацию Чена турбулентной модели  $k-\varepsilon$  [4]. Модифицированная модель Чена  $k-\varepsilon$  имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \\ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \nu \frac{\partial u}{\partial y} - \overline{u'v'} \right), \\ \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \rho L_k, \\ \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = f_1 C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \rho L_\varepsilon, \end{cases} \quad (2)$$

где

$$P = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \quad \tau_{ij} = \mu_t \left( 2S_{ij} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right).$$

Турбулентная вихревая вязкость рассчитывается по формуле  $\mu_t = C_\mu f_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon}$ .

Константы и вспомогательные функции:  $\sigma_k=1$ ,  $\sigma_\varepsilon=1.3$ ,  $C_\mu=0.09$ ,  $C_{\varepsilon 1}=1.35$ ,  $C_{\varepsilon 2}=1.8$ ,

$$f_2 = 1 - \frac{0.4}{0.8} e^{-\frac{\text{Re}_t^2}{36}}, \quad f_2 = 1, \quad \text{Re}_t = \frac{\rho \kappa^2}{\mu \varepsilon} \quad \text{и} \quad f_\mu = 1 - e^{-0.0115d^+}.$$

Расстояния до стены определяются следующим формулами:

$$d^+ = \frac{d \rho u_t}{\mu}, \quad u_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_w}} \quad \text{и} \quad \tau_w = \mu_w \left( \frac{\partial U}{\partial n} \right)_w.$$

Здесь  $U$  – скорость, направленная параллельно стене;  $n$  – направление, нормальное к стене;  $d$  – минимальное расстояние до стены.

$L_k$  и  $L_\varepsilon$  определяются следующим и образом:

$$L_k = -2 \frac{\mu \kappa}{\rho d^2}, \quad L_\varepsilon = -2 \frac{\mu \kappa}{\rho d^2} e^{-\frac{d^+}{2}}.$$

В задаче рассматривается несжимаемый поток. По теории Прандтля, давление можно считать постоянным. Запишем систему уравнений (2) в декартовой системе координат. В результате получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \nu \frac{\partial u}{\partial y} - \overline{u'v'} \right), \\ u \frac{\partial \kappa}{\partial x} + v \frac{\partial \kappa}{\partial y} = 2\nu_t - \varepsilon - \frac{2\nu\kappa}{d^2} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial y} \right), \\ u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + 2\nu_t C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \left( 1 - \frac{1}{2} e^{-\frac{k^4}{\nu^2 \varepsilon^2 / 36}} \right) \frac{\varepsilon^2}{k} - 2 \frac{\nu \varepsilon}{d^2} e^{-\frac{d}{2\nu}}. \end{cases} \quad (3)$$

**Численный метод.** Для численной реализации систем уравнений (1) и (3) проведено сгущение расчетных сеток вблизи стенки. Для этого введена обобщенная функция тока  $\psi$ , которая удовлетворяет условиям

$$u = \frac{\psi \partial \psi}{\partial y}, \quad v = -\frac{\psi \partial \psi}{\partial x}.$$

В таком случае уравнение неразрывности будет удовлетворяться автоматически. Сделаем замену переменных и перейдем к переменным Мизеса [5] –  $(\xi, \psi)$ , где  $\xi = x$  и  $\psi = y$ .

В новых переменных производные определяются по формулам

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial \xi} - \frac{v}{\psi} \frac{\partial}{\partial \psi}, \\ \frac{\partial}{\partial y} = \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial}{\partial \psi}. \end{cases} \quad (4)$$

Представим Рейнольдсовое напряжение в виде  $\overline{u'v'} = \nu_t \frac{\partial}{\partial y}$ .

Таким образом, в новых переменных система уравнений (1) приобретает следующий вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial \xi} = \frac{\partial}{\partial \psi} \left( \left( \nu + \nu_t \right) \frac{u \partial u}{\partial \psi} \right), \\ \frac{\partial \kappa}{\partial \xi} = \frac{\partial \kappa}{\partial \psi} \left( \frac{\nu_t u}{\sigma_\kappa \psi} \frac{\partial \kappa}{\partial \psi} \right) + \frac{\nu_t}{u} \left( \frac{u \partial u}{\partial \psi} \right)^2 - \frac{\varepsilon}{u}, \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial \psi} \left( \frac{\nu_t u}{\sigma_\varepsilon \psi} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \psi} \right) + \frac{c_1 \nu_t \varepsilon}{k u} \left( \frac{u \partial \varepsilon}{\partial \psi} \right)^2 - \frac{c_2 \varepsilon^2}{k u}. \end{cases} \quad (5)$$

Система уравнений (5) имеет параболический вид. Для численной реализации ее использована неявная схема [6]:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{u_j^{n+1} - u_j^n}{\Delta \xi} &= \frac{0.5}{\psi_j \Delta \psi^2} \left[ (F_{j+1} + F_j) u_{j+1}^{n+1} - (F_j^{n+1} - 2F_j + F_{j-1}) u_j^{n+1} + (F_j + F_{j-1}) u_{j-1}^{n+1} \right], \\ \frac{k_j^{n+1} - k_j^n}{\Delta \xi} &= \frac{0.5}{\psi_j \Delta \psi^2} \left[ (F_{j+1}^1 + F_j^1) k_{j+1}^{n+1} - (F_{j+1}^1 - 2F_j^1 + F_{j-1}^1) k_j^{n+1} + (F_j^1 + F_{j-1}^1) k_{j-1}^{n+1} \right] + \frac{v_t u}{\psi} \left( \frac{u_{j+1}^{n+1} - u_{j-1}^{n+1}}{2\Delta \psi} \right)^2 - \frac{\varepsilon_j^n}{u_j^n}, \\ \frac{\varepsilon_j^{n+1} - \varepsilon_j^n}{\Delta \xi} &= \frac{0.5}{\psi_j \Delta \psi^2} \left[ (F_{j+1}^2 + F_j^2) \varepsilon_{j+1}^{n+1} - (F_{j+1}^2 - 2F_j^2 + F_{j-1}^2) \varepsilon_j^{n+1} + (F_j^2 + F_{j-1}^2) \varepsilon_{j-1}^{n+1} \right] + \frac{c_1 v_t \varepsilon_j^n u_j^n}{k_j^n \psi^2} \left( \frac{u_{j+1}^{n+1} - u_{j-1}^{n+1}}{2\Delta \psi} \right)^2 - \frac{c_2 \varepsilon_j^n}{k_j^n u_j^n}. \end{aligned} \right. \quad (6)$$

Здесь

$$F = \frac{u}{\psi} (v + v_t), \quad F^1 = \frac{v_t u}{\sigma_k \psi} \quad \text{и} \quad F^2 = \frac{v_t u}{\sigma_\varepsilon \psi}.$$

Аналогичным образом получим систему уравнений для модели Чена:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial \xi} &= \frac{\partial}{\psi \partial \psi} \left( (v + v_t) \frac{u \partial u}{\psi \partial \psi} \right), \\ \frac{\partial k}{\partial \xi} &= \frac{\partial}{\psi \partial \psi} \left( \frac{u}{\psi} (v + \frac{v_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial \psi} \right) + \frac{2v_t - \varepsilon - \frac{2v\kappa}{d^2}}{u}, \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} &= \frac{\partial}{\psi \partial \psi} \left( \frac{u}{\psi} (v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial \psi} \right) + 2v_t C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \left( 1 - \frac{1}{2} e^{-\frac{k^4}{v^2 \varepsilon^2 / 36}} \right) \frac{\varepsilon^2}{k} - 2 \frac{v \varepsilon}{d^2} e^{-\frac{d}{2v}}. \end{aligned} \right. \quad (7)$$

Разностная схема для модели Чена будет иметь следующий вид:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{u_j^{n+1} - u_j^n}{\Delta \xi} &= \frac{0.5}{\psi_j \Delta \psi^2} \left[ (F_{j+1} + F_j) u_{j+1}^{n+1} - (F_{j+1} + 2F_j + F_{j-1}) u_j^{n+1} + (F_j + F_{j-1}) u_{j-1}^{n+1} \right], \\ \frac{k_j^{n+1} - k_j^n}{\Delta \xi} &= \frac{0.5}{\psi_j \Delta \psi^2} \left[ (F_{j+1}^1 + F_j^1) k_{j+1}^{n+1} - (F_{j+1}^1 + 2F_j^1 + F_{j-1}^1) k_j^{n+1} + (F_j^1 + F_{j-1}^1) k_{j-1}^{n+1} \right] + \frac{2\mu_t - \varepsilon_j^n - 2 \frac{\mu \kappa_j^n}{d^2}}{u_j^n}, \\ \frac{\varepsilon_j^{n+1} - \varepsilon_j^n}{\Delta \xi} &= \frac{0.5}{\psi_j \Delta \psi^2} \left[ (F_{j+1}^2 + F_j^2) \varepsilon_{j+1}^{n+1} - (F_{j+1}^2 + 2F_j^2 + F_{j-1}^2) \varepsilon_j^{n+1} + (F_j^2 + F_{j-1}^2) \varepsilon_{j-1}^{n+1} \right] + \\ &+ \frac{2\mu_t C_{\varepsilon 1} \varepsilon_j^n}{u_j^n \kappa_j^n} - \frac{C_{\varepsilon 2} \varepsilon_j^{n2}}{u_j^n \kappa_j^n} \left( 1 - \frac{e^{-\frac{\kappa_j^{n4}}{\mu^2 \varepsilon_j^{n2} / 36}}}{2} \right) - \frac{2\mu \varepsilon_j^n e^{-\frac{d}{2\mu}}}{u_j^n d^2}, \end{aligned} \right. \quad (8)$$

$$\text{Здесь, } F = \frac{u}{\psi} (v + v_t), \quad F^1 = \frac{u}{\psi} (v + \frac{v_t}{\sigma_k}) \quad \text{и} \quad F^2 = \frac{u}{\psi} (v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon}).$$

**Результаты расчетов.** На рис. 1–3 приведены численные результаты моделей  $k$ - $\varepsilon$  и ее модификация Чена. На рис. 1 пунктирной (синей, зелёной) линиями показываются численные результаты по моделям  $k$ - $\varepsilon$  и ее модификациям Чена для профиля безразмерной скорости вблизи стенки. Здесь для сравнения приведены также экспериментальные данные (круглые черные точки) [7].

Здесь безразмерная скорость и расстояние определяются следующим образом:

$$u^+ = u/u_*, \quad y^+ = yu_*/\nu$$

Тогда динамическая скорость  $u_*$  будет определена по формуле

$$u_* = \sqrt{0.5C_f}.$$

Из рис. 1 видно, что модификация Чена существенно лучше, чем стандартная  $k$ - $\varepsilon$  модель.

На рис. 2 пунктирными (синей, зелёной) линиями показаны численные результаты по моделям  $k-\varepsilon$  и ее модификации Чена: изменения числа Рейнольдса, потери импульса от безразмерной длины пластины –  $\bar{x}$ . Здесь для сравнения приведены также экспериментальные данные (круглые черные точки) [7].

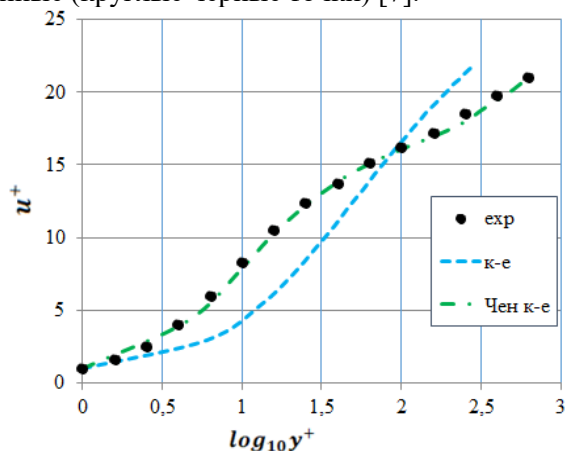


Рис. 1. Профиль безразмерной скорости

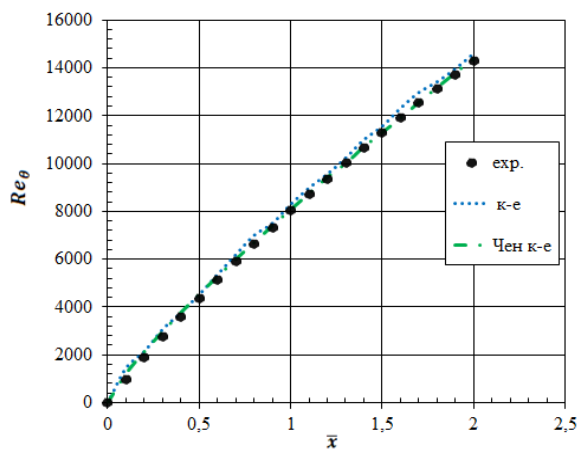


Рис. 2. Зависимость числа Рейнольдса толщины потери импульса от длины пластины

Здесь число Рейнольдса толщины потери импульса находится путем интегрирования уравнения

$$\frac{dRe_{\theta}}{d\xi} = 0.5C_f,$$

где  $C_f$  – коэффициент трения пластины, равный

$$C_f = \frac{2}{Re} \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)_{\omega} = \frac{2}{Re} \left( \frac{u}{\psi} \frac{\partial U}{\partial \psi} \right)_{\omega} = \frac{2}{Re} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial \psi^2} \right)_{\omega}.$$

На рис. 3 пунктирными (синими, зелёными) линиями показаны численные результаты по моделям  $k-\varepsilon$  и ее модификации Чена зависимости коэффициента трения от числа Рейнольдса толщины потери импульса. Здесь для сравнения приведены также экспериментальные данные (круглые черные точки) [7].

**Заключение.** Получены численные результаты моделей  $k-\varepsilon$  и ее модификации Чена.

Численные результаты сравниваются с хорошо известными экспериментальными данными [7]. Показано, что модификация Чена дает очень близкие результаты к опытным данным, чем модель турбулентности  $k-\varepsilon$ . Таким образом, модификацию Чена можно рекомендовать для расчетов турбулентных течений вблизи стенок.

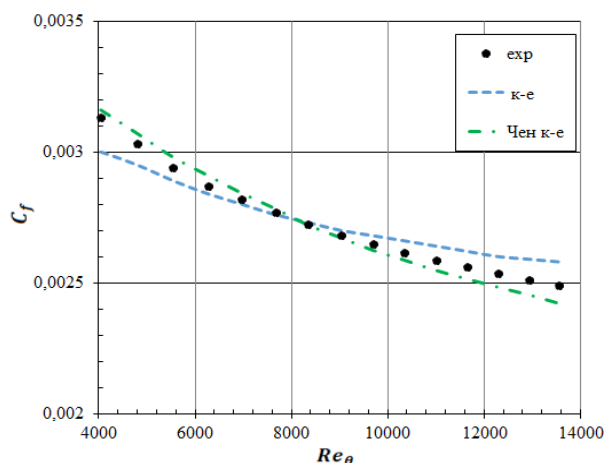


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса толщины потери импульса

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987.
- [2] Юн А. А. Моделирование турбулентных течений. М., 2010. – 349 с.
- [3] Bradshaw P., Ferriss D. H., Atwell N. P. Calculation of boundary layer development using the turbulent energy equation. J. Fluid Mech., 1967.
- [4] Kaul U. K. Effect of Inflow Boundary Conditions on the Solution of Transport Equations for Internal Flows. AIAA Paper 2010-4743, 40th Fluid Dynamics Conference and Exhibit, June 28 – July 1, 2010. Chicago. IL. 2010.
- [5] Mises R. Zs. angew. Math. u. Mech. 1927. N7. – 425 P.
- [6] Андерсон Д., Таннехил Дюю., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. М.: Мир, 1990. Т. 1. –384с.; Т.2 – 392с.
- [7] Turbulence modeling Resource. NASA Langley Research Center. <http://turbmodels.larc.nasa.gov>.

**З.М. Маликов, Д.П. Наврузов. Текис пластина оқиш масаласи учун модификацияланган  $k-\epsilon$  турбулент моделини тадқиқоти**

Мақолада текис пластина оқиш масаласи учун  $k-\epsilon$  турбулент модели ва унинг Чен модификацияси қўлланилиб, натижалари ўзаро таққосланган. Иккала моделдан олинган бўйлама, кинетик энергия ва диссипация тезликларининг натижалари тажриба маълумотлари билан таққосланди. Стандарт  $k-\epsilon$  турбулент моделидан унинг Чен томонидан модификация қилинган модели турбулент жараёнларни анча яхши ифодалайди.

**Z.M. Malikov, D.P. Navruzov. Investigation of a modified turbulence model  $k-\epsilon$  for calculating the flow around a flat plate**

A comparative analysis of the turbulence model  $k-\epsilon$  and its modification of the Chen model is carried out in relation to the problem of flow around a flat plate. The results obtained for the longitudinal velocity profile, momentum loss, and turbulence friction coefficient of the two models are compared with experimental data. It is shown  $k-\epsilon$  that the modified Chen turbulence model describes turbulent phenomena much more accurately than the model.

УДК 531: 521.77

### Ш.Р. ХУРРАМОВ

#### УТОЧНЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ КРИВЫХ КОНТАКТА ВАЛКОВ

В работе [1] был рассмотрен асимметричный двухвалковый модуль, в котором валки расположены относительно вертикали наклоном справа на угол  $\beta$ , радиусы валков  $R_1, R_2$ . Валки имеют эластичные покрытия из различных материалов. Слой материала подан наклоном вниз к линии центров на угол  $\gamma$  (рисунок).

Были получены системы уравнений, определяющие формы кривых контакта валков рассмотренного двухвалкового модуля:

$$\text{нижнего валка} \left\{ \begin{array}{l} r_{11} = \frac{R_1}{1 + \lambda_{11}} \left( 1 + \lambda_{11} \frac{\cos(\varphi_{11} + \gamma_1 + \beta)}{\cos(\theta_{11} + \gamma)} \right), \quad \gamma = \frac{\gamma_1 \theta_{11}}{\varphi_{11} + \beta} \quad -\varphi_{11} - \beta \leq \theta_{11} \leq 0, \\ r_{12} = \frac{R_1}{1 + \lambda_{12}} \left( 1 + \lambda_{12} \frac{\cos(\varphi_{12} + m_1 \gamma_1 - \beta)}{\cos(\theta_{12} + \gamma)} \right), \quad \gamma = \frac{m_1 \gamma_1 \theta_{12}}{\varphi_{12} - \beta}, \quad 0 \leq \theta_{12} \leq \varphi_{12} - \beta, \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $r_{11}, \theta_{11}$  – полярные координаты зоны сжатия кривой контакта нижнего валка;  $r_{12}, \theta_{12}$  – полярные координаты зоны восстановления кривой контакта нижнего валка;  $\varphi_{11}, \varphi_{12}$  – контактные углы нижнего валка;  $\lambda_{11} = \frac{dr_{11}}{dh_1}$ ,  $\lambda_{12} = \frac{dr_{12}}{dh_2}$  – соотношение скоростей деформации, поверхностного слоя

нижнего валка и обрабатываемого материала при сжатии и восстановлении соответственно:

$$\text{верхнего валка} \left\{ \begin{array}{l} r_{21} = \frac{R_2}{1 + \lambda_{21}} \left( 1 + \lambda_{21} \frac{\cos(\varphi_{21} - \gamma_1 - \beta)}{\cos(\theta_{21} - \gamma)} \right), \quad \gamma = \frac{\gamma_1 \theta_{21}}{\varphi_{21} - \beta}, \quad -\varphi_{21} + \beta \leq \theta_{21} \leq 0, \\ r_{22} = \frac{R_2}{1 + \lambda_{22}} \left( 1 + \lambda_{22} \frac{\cos(\varphi_{22} + \beta - m_1 \gamma_1)}{\cos(\theta_{22} - \gamma)} \right), \quad \gamma = \frac{m_1 \gamma_1 \theta_{22}}{\varphi_{22} + \beta}, \quad 0 \leq \theta_{22} \leq \varphi_{22} + \beta, \end{array} \right. \quad (2)$$

где  $r_{21}, \theta_{21}$  – полярные координаты зоны сжатия кривой контакта верхнего валка;  $r_{22}, \theta_{22}$  – полярные координаты зоны восстановления кривой контакта верхнего валка;  $\varphi_{21}, \varphi_{22}$  – контактные углы верхнего валка;  $\lambda_{21} = \frac{dr_{21}}{dh_1}$ ,  $\lambda_{22} = \frac{dr_{22}}{dh_2}$  – соотношение скоростей деформации, поверхностного слоя

верхнего валка и обрабатываемого материала при сжатии и восстановлении соответственно.

Цель статьи – уточнение системы уравнений (1) и (2) с учетом деформационных свойств эластичных покрытий валков и обрабатываемого материала.

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 других материалов, обрабатываемых в валковых машинах, а также, резин, шерсти, технического сукна и других материалов, используемых для покрытия валков. Анализ этих данных показал, что деформация таких материалов описывается либо эмпирическими формулами, либо реологическими моделями.



Ввиду своей простоты и достаточно хорошего соответствия опытным данным, наиболее используемой является степенная зависимость  $\sigma = A\varepsilon^n$ . Изменение показателя степени  $n$  от единицы до бесконечности соответствует широкому диапазону моделей материалов от линейно упругого с модулем Юнга  $E = \sigma_0/\varepsilon_0$  до жестко-идеально-пластического с пределом текучести  $Y = \sigma_0$  [2].

Пусть деформирование эластичных покрытий валков задано зависимостями  $\sigma_i = A_i \varepsilon_i^{n_i}$ ,  $i=1, 2$ , а обрабатываемого материала –  $\sigma^* = B \varepsilon^{*m}$ .

Кривая контакта нижнего валка (кривая  $A_1A_2$ ) 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. Точка  $B_1$  участка  $A_1K$  определяется полярными координатами  $r_{11}$  и  $\theta_{11}$ , а точка  $B_2$  участка  $KA_2$  –  $r_{12}$  и  $\theta_{12}$ .

Согласно рисунку,

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

где  $\varphi_{11}, \varphi_{12}$  – контактные углы нижнего валка.

В процессе взаимодействия с валком угол наклона обрабатываемого материала меняется. На участке  $A_1K$  он уменьшается с величины  $\gamma_1$  до нуля, а на  $KA_2$  увеличивается от нуля до величины  $\gamma_2 = m\gamma_1$ , где  $m$  – коэффициент пропорциональности [1]:

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

$$0 \leq \theta_{12} \leq \varphi_{12} - \beta.$$

В точке кривой контакта нижнего валка деформация контактирующих тел будет происходить по нормали  $n-n$  [1]. Поэтому в каждой точке участка  $A_1K$  выполняется условие  $\frac{\sigma_{11}}{\cos\psi} = \frac{\sigma_1^*}{\cos\psi}$ , где

$\psi$  – угол между радиусом  $r_{11}$  и линией  $n-n$ .

Тогда имеем

$$A_{11} \varepsilon_{11}^{n_{11}} = B_1 \varepsilon_1^{*m_1}, \quad (3)$$

где  $\varepsilon_{11}, A_{11}, n_{11}, \varepsilon_1^*, B_1, m_1$  – деформация, коэффициенты деформирования и упрочнения покрытия нижнего валка и слоя материала при сжатии соответственно.

Продифференцировав обе части равенства (3), находим

$$n_{11} A_{11} \varepsilon_{11}^{n_{11}-1} d\varepsilon_{11} = m_1 B_1 \varepsilon_1^{*m_1-1} d\varepsilon_1^*, \quad n_{11} \frac{d\varepsilon_{11}}{\varepsilon_{11}} = m_1 \frac{d\varepsilon_1^*}{\varepsilon_1^*}, \quad \frac{\varepsilon_{11}}{\varepsilon_1^*} = \frac{n_{11}}{m_1} \cdot \frac{d\varepsilon_{11}}{d\varepsilon_1^*},$$

откуда

$$\frac{\varepsilon_{11}}{\varepsilon_1^*} = k_{11} \lambda_{11}, \quad (4)$$

где  $k_{11} = \frac{n_{11}}{m_1}$ ,  $\lambda_{11} = \frac{d\varepsilon_{11}}{d\varepsilon_1^*}$  – соотношение скоростей деформации, поверхностного слоя нижнего валка и обрабатываемого материала при сжатии [1].

Согласно (4), в точке  $B_1$  участка  $A_1K$  имеем (см. рисунок)

$$\frac{\frac{D_1 B_1}{\cos\psi}}{\frac{B_1 C_1}{\cos\psi}} = k_{11} \lambda_{11}, \quad \frac{D_1 B_1}{B_1 C_1} = k_{11} \lambda_{11}. \quad (5)$$

Из рисунка находим

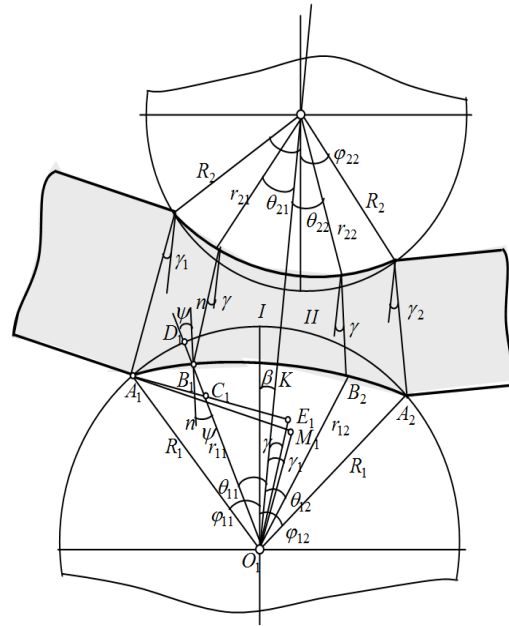


Схема взаимодействия в двухвалковом модуле

$$D_1 B_1 = O_1 D_1 - O_1 B_1 = R_1 - r_{11}, \quad B_1 C_1 = O_1 B_1 - O_1 C_1 = r_{11} - R_1 \frac{\cos(\varphi_{11} + \beta + \gamma)}{\cos(\theta_{11} + \gamma)}. \quad (6)$$

С учетом выражений (6) равенство (5) примет вид

$$\frac{R_1 - r_{11}}{r_{11} - R_1 \frac{\cos(\varphi_{11} + \beta + \gamma)}{\cos(\theta_{11} + \gamma)}} = k_{11} \lambda_{11}. \quad (7)$$

Решив равенства (7) относительно  $r_{11}$  и заменив выражение  $\cos(\varphi_{11} + \gamma + \beta)$ , где  $0 \leq \gamma \leq \gamma_1$ , выражением  $\cos(\varphi_{11} + \gamma_1 + \beta)$ , найдем уравнение кривой контакта участка  $A_1 K$ :

$$r_{11} = \frac{R_1}{1 + \lambda_{11}} \left( 1 + k_{11} \lambda_{11} \frac{\cos(\varphi_{11} + \gamma + \beta)}{\cos(\theta_{11} + \gamma)} \right), \quad \gamma = \frac{\gamma_1 \theta_{11}}{\varphi_{11} + \beta}, \quad -\varphi_{11} - \beta \leq \theta_{11} \leq 0. \quad (8)$$

Аналогично формуле (8) напишем уравнение кривой контакта участка  $KA_2$

$$r_{12} = \frac{R_1}{1 + \lambda_{12}} \left( 1 + k_{12} \lambda_{12} \frac{\cos(\varphi_{12} + m_1 \gamma_1 - \beta)}{\cos(\theta_{12} + \gamma)} \right), \quad \gamma = \frac{m_1 \gamma_1 \theta_{12}}{\varphi_{12} - \beta}, \quad 0 \leq \theta_{12} \leq \varphi_{12} - \beta, \quad (9)$$

где  $k_{12} = \frac{n_{12}}{m_2}$ ,  $\lambda_{12} = \frac{dr_{12}}{dh_2}$  – соотношение скоростей деформирования покрытия нижнего валка и слоя материала при восстановлении.

Обобщая уравнения (8) и (9), найдем уравнения кривой контакта нижнего валка

$$\begin{cases} r_{11} = \frac{R_1}{1 + \lambda_{11}} \left( 1 + k_{11} \lambda_{11} \frac{\cos(\varphi_{11} + \gamma_1 + \beta)}{\cos(\theta_{11} + \gamma)} \right), & \gamma = \frac{\gamma_1 \theta_{11}}{\varphi_{11} + \beta_2}, \quad -\varphi_{11} - \beta \leq \theta_{11} \leq 0, \\ r_{12} = \frac{R_1}{1 + \lambda_{12}} \left( 1 + k_{12} \lambda_{12} \frac{\cos(\varphi_{12} + m_1 \gamma_1 - \beta)}{\cos(\theta_{12} + \gamma)} \right), & \gamma = \frac{m_1 \gamma_1 \theta_{12}}{\varphi_{12} - \beta}, \quad 0 \leq \theta_{12} \leq \varphi_{12} - \beta. \end{cases} \quad (10)$$

По аналогии определения уравнения кривой контакта нижнего валка определяем уравнения кривой контакта верхнего валка

$$\begin{cases} r_{21} = \frac{R_2}{1 + \lambda_{21}} \left( 1 + k_{21} \lambda_{21} \frac{\cos(\varphi_{21} - \gamma_1 - \beta)}{\cos(\theta_{21} - \gamma)} \right), & \gamma = \frac{\gamma_1 \theta_{21}}{\varphi_{21} - \beta}, \quad -\varphi_{21} + \beta \leq \theta_{21} \leq 0, \\ r_{22} = \frac{R_2}{1 + \lambda_{22}} \left( 1 + k_{22} \lambda_{22} \frac{\cos(\varphi_{22} + \beta - m_1 \gamma_1)}{\cos(\theta_{22} - \gamma)} \right), & \gamma = \frac{m_1 \gamma_1 \theta_{22}}{\varphi_{22} + \beta}, \quad 0 \leq \theta_{22} \leq \varphi_{22} + \beta, \end{cases} \quad (11)$$

где  $k_{21} = \frac{n_{21}}{m_1}$ ,  $k_{22} = \frac{n_{22}}{m_2}$ ,  $\lambda_{21} = \frac{dr_{21}}{dh_1}$ ,  $\lambda_{22} = \frac{dr_{22}}{dh_2}$  – соотношение скоростей деформации, поверхностного слоя нижнего валка и обрабатываемого материала при сжатии и восстановлении.

Системы уравнений (10) и (11), как системы уравнений (1) и (2), определяют формы кривых контакта в двухвалковом модуле, представленном на рисунке.

Сравнение системы уравнений (10) и (11) с системами уравнений (1) и (2) показывает, что они совпадают, когда  $k_{11}=1$ ,  $k_{12}=1$ ,  $k_{21}=1$ , и  $k_{22}=1$  или когда  $n_{11}=m_1$ ,  $n_{12}=m_2$ ,  $n_{21}=m_1$ ,  $n_{22}=m_2$ .

В случае  $n_{11}=m_1$  равенство (3) принимает вид

$$A_{11} \varepsilon_{11}^{n_{11}} = B_1 \varepsilon_1^{*n_{11}},$$

отсюда имеем  $\frac{\varepsilon_{11}}{\varepsilon_1^*} = n_{11} \sqrt[n_{11}]{\frac{B_1}{A_{11}}}$  или с учетом равенства (4)

$$\lambda_{11} = n_{11} \sqrt[n_{11}]{\frac{B_1}{A_{11}}}. \quad (12)$$

Определяем аналогично

$$\lambda_{12} = n_{12} \sqrt[n_{12}]{\frac{B_2}{A_{12}}}, \quad \lambda_{21} = n_{21} \sqrt[n_{21}]{\frac{B_1}{A_{21}}}, \quad \lambda_{22} = n_{22} \sqrt[n_{22}]{\frac{B_2}{A_{22}}}. \quad (13)$$

Таким образом, системы уравнений (1) и (2) описывают уравнения кривых контакта двухвалкового модуля, представленного на рисунке, в случае, когда соотношение скоростей деформации, поверхностного слоя валков и обрабатываемого материала – величины постоянные, определяемые равенствами (12) и (13). В этом случае соотношение деформации поверхностных слоев валков и слоя материала равняется соотношению их скоростей деформирования [1].

Таким образом, получены более общие математические модели кривых контакта валков рассматриваемого двухвалкового модуля. Ранее полученные математические модели описывают частный случай взаимодействия в этом двухвалковом модуле.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Хуррамов Ш. Р., Бахадиров Г. А., Абдукаримов А. Особенности кривого контакта в двухвалковом модуле // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2019. №4. С. 32–36.  
[2] Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / Перевод с английского. М.: Мир, 1989. – 510 с.

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

Дата поступления  
06.06.2020

#### *Ш.Р. Хуррамов. Контакт эгри чизиқларнинг математик моделлари аниқлаштириши*

*Мақолада икки валлик модулнинг аниқлаштирилган контакт эгри чизиқлари тенгламалари топилган. Аввал олинган тенгламалар бу тенгламаларнинг хусусий ҳоллари бўлиши кўрсатилган.*

#### *Sh.R. Khurramov. Refinement of mathematical models of roll contact curves*

*In the article, the updated equations of the contact curves of a two-roll module are obtained. It is shown that the previously obtained equations are particular cases of these equations.*

УДК 621.01:631.358:633.51

**Р.Д. МАТЧАНОВ, А.А. РИЗАЕВ, Д.А. РУЗМАТОВ, М.А. ХАКИМОВ**

### **ПРОБЛЕМА РАЗОВОГО СБОРА ХЛОПКА ХЛОПКОУБОРОЧНОЙ МАШИНОЙ**

Материалы данной статьи основаны на исследованиях, проведенных в межведомственных проектах по фундаментальным, прикладным и инновационным работам, финансируемых Министерством инновационного развития Республики Узбекистан. С целью сокращения расходов на уборку урожая хлопка ведущие мировые производители хлопкоуборочной техники выпускают и предлагают на рынок многорядные машины [1–4]. При этом качество сбора и эффективность работы шпиндельных машин не требуют дополнительных доказательств. Опыт машинного сбора хлопка при орошаемом земледелии показывает, что осуществление разовой уборки при раскрытии коробочек хлопчатника свыше 90% и качественной дефолиации (опадание листьев не менее 85–95%) дают высокие экономические показатели. Научно-исследовательские работы в этом направлении проведены со времен внедрения машинного сбора в хлопководство и комплексно осуществлены в Узбекистане и США в 70–80-е годы XX столетия [5, 6]. Сохранение природных качеств волокна и семян хлопка явились основной задачей этих работ и для вертикально-шпиндельных машин в связи с этим было рекомендовано начало сбора осуществить при раскрытии коробочек до 80% [6].

Пространственная геометрическая форма хлопчатника с расположением в нем коробочек в ярусах и по естественной спирали требуют разработки и создания соответствующей конструкции хлопкоуборочного аппарата. И в этом отношении горизонтально-шпиндельный аппарат имеет определенные благоприятные условия за счет консольно расположенных конических шпинделей на кассетах и установки на опорах последних по периферии ротора, образуя барабан. При этом на объемный пространственный куст хлопчатника, сжатый до ширины 75–80 мм рабочей камеры аппарата, воздействует большое количество шпинделей, вращающихся вокруг собственных горизонтальных осей и вертикальных осей вращения ротора и кассеты. Рычаг кассеты, взаимодействующий с кулачком, обеспечивает шпинделям целенаправленное перпендикулярное движение относительно рядков посева хлопчатника [5, 7].

В отличие от данной конструкции процесс сбора хлопка в вертикально-шпиндельном уборочном аппарате протекает по принципу приспособления растения хлопчатника к цилиндрическим зубчатым поверхностям парно расположенных вертикальных вращающихся относительно осей шпиндельных барабанов. При этом кусты хлопчатника сжимаются до ширины 36–24 мм ра-

бочей камеры между барабанами аппарата и обкатываются зубчатыми шпинделями, расположенными по периферии барабанов.

На основе известных опубликованных источников и Интернета нами были обобщены результаты разработки принципиальных схем создания и испытания шпиндельных уборочных аппаратов [8].

Горизонтально-шпиндельные аппараты барабанного типа в них подразделяются на две подгруппы: барабаны с односторонним двукратным и двусторонним двукратным воздействиями на хлопчатник. Созданная в Узбекистане еще в 50-е годы XX в. схема горизонтально-шпиндельного аппарата типа СХС-1,4 одностороннего двукратного воздействия на кусты, расположенные на узких междурядьях посева хлопчатника, в настоящее время широко используется американскими, китайскими и индийскими производителями хлопкоуборочных машин, таких как John Deere, Case K<sup>0</sup> и GUADA, HUAXIN [1, 2]. Для транспортировки собранного аппаратами хлопка в бункер в машинах используется эжекционный принцип движения хлопководушного потока. Следует отметить, что этот принцип позволяет осуществлять движение хлопка с наименьшим аэродинамическим сопротивлением в трубопроводах, но с очень большой энергоемкостью (расходы мощности на уборочные аппараты и пневмотранспортную систему имеют одинаковый порядок).

В Узбекистане с 1997 г. в СП Уз Кейсмаш, а в настоящее время в АО Ташкентского завода сельскохозяйственного производства изготавливают хлопкоуборочные машины JX-220 на базе уборочных аппаратов машины Case 2022.

Разработанные, созданные и испытанные вертикально-шпиндельные хлопкоуборочные машины с принципиальными конструктивными схемами уборочных аппаратов включены в соответствующие группы [9]. В отличие от производственной конструкции в экспериментальных машинах с уборочными аппаратами трехкратного и многократного воздействия на кусты полнота сбора достигает 90% за однократный проход хлопкоуборочной машины при соответствующей подготовке агрофона. Но вместе с тем повышается засоренность собранного хлопка. Следовательно, имеется определенный потенциал для дальнейшего развития вертикально-шпиндельных машин.

Несмотря на обеспечение полноты сбора хлопка более 90% за однократный проход по рядкам посева хлопчатника горизонтально-шпиндельной машиной и увеличение производительности в 1.8–2.0 раза при 2-рядном исполнении, комплексные испытания различных конструкций хлопкоуборочных машин в ЦИТТ при МСХ РУз (ранее – САМИС, УзМИС) позволили оценить не только агротехнические и экономические, но и энергетические показатели [10].

Так, затраты больше на функционирование машины по сравнению с вертикально-шпиндельной машиной или комбинированной селективной (энергетический модуль – полуприцепная конструкция плюс горизонтально-шпиндельный аппарат) в 1.8–2.0 раза, на пневмотранспортную систему – в 2.0–2.5 раза и передвижение машины – в 1.5 раза. Удельный расход топлива на 1 га убранной площади до 1.8 раза и на 1 т собранного хлопка – 1.6 раза больше, чем у отечественных машин. Осуществление второго сбора машиной с горизонтально-шпиндельными аппаратами экономически нецелесообразно из-за большого количества расхода горюче-смазочных материалов (расход увеличивается в 3 раза). Поэтому комплектование полуприцепных хлопкоуборочных машин уборочными аппаратами горизонтально-шпиндельного типа и разработка унифицированной пневмотранспортной системы машины позволяют создать экономически эффективную селективную машину. В рамках инновационного проекта И-ФА-2019-31 «Разработка методов расчета пневмотранспортных систем современных хлопкоуборочных машин для однократного сбора хлопка» в сезон уборки хлопка 2019 г. проведены предварительные испытания этой комбинированной хлопкоуборочной машины для разового сбора хлопка, которая позволила обеспечить функциональные показатели ее в рамках O'zst 3225-2017.

Следующее направление разработки машины для разового сбора хлопка – это модернизация существующей технологической схемы современного вертикально-шпиндельного уборочного аппарата и пневмотранспортной системы полуприцепной хлопкоуборочной машины типа «МХ». Хлопок-сырец относится к пористому композитному материалу, и у зрелой раскрытой коробочки пористость составляет 93–94%, коэффициент пористости насыпного хлопка-сырца изменяется в пределах 13–14 для длиноволокнистых и 20–23 для средневолокнистых сортов хлопчатника [11, 12]. Учет этого фактора при взаимодействии шпинделя с коробочкой хлопчатника позволил уточ-

нить шаг расположения и количество шпинделей на барабане уборочного аппарата, оптимальные значения которых должны быть  $t=65-66$  мм, и количество шпинделей  $z=14$  шт. при диаметрах шпинделей и барабана соответственно  $2r_{ш}=28$  мм и  $2R=292$  мм [13, 14]. Многочисленные опыты при различных сортах хлопка показали [12, 15], что за пределами скорости  $V_p=1.65-1.9$  м/с резко возрастает разрыв долек на отдельные летучки и, приравнивая ее к скорости наматывания дольки на шпиндель в рабочей камере аппарата, можно рассчитать предельные частоты вращения последнего в виде

$$\omega_{ш} = \frac{V_p}{r_{ш}} = \frac{1.65-1.9}{14 \cdot 10^{-3}} = 117.9-135.7 \text{ с}^{-1}. \quad (1)$$

Неподвижная связь приводного ролика и шпинделя, а также кинематическая связь ролика, как сателлита планетарной передачи с клиноременными приводами, характеризуется через передаточное число [6]:

$$i = \frac{R}{r_k}, \quad (2)$$

где  $r_k$  – радиус качения ролика по приводным ремням, мм;  $R$  – радиус барабана по центрам расположения шпинделей, мм.

При заданном передаточном числе  $i$ , частоте вращения ролика шпинделя  $\omega_{ш}$  частота вращения барабана определяется по известной из курса теории механизмов формуле

$$\omega_{б} = \frac{\omega_{ш}}{i}. \quad (3)$$

При определенном  $\omega_{б}$  линейная скорость барабана по центрам расположения шпинделей вычисляется в виде

$$U = R \cdot \omega_{б}. \quad (4)$$

Скорость движения машины взаимосвязана со скоростью барабана  $U$  через коэффициент опережения

$$k = \frac{U}{V_m} \text{ или } V_m = \frac{U}{k}. \quad (5)$$

На основе известных опытных результатов  $k=1.3-1.5$  [12].

Для существующей технологической схемы уборочного аппарата и известных геометрических ( $r_{ш}, r_k, R$ ) ( $r_{ш}, r_k, R$ ), кинематических ( $\omega_{ш}, \omega_{б}, i$ ) параметрах уборочного аппарата на основе (1) – (5) скорость движения машины должна изменяться в пределах

$$V_m = \frac{\omega_{ш} \cdot r_k}{k} = \frac{(117.9-135.7) \cdot 13 \cdot 10^{-3}}{(1.3-1.5)} = 1.18-1.36 \text{ м/с}.$$

Следовательно, для качественной уборки хлопка скорость машины должна находиться в пределах 4.24–5.0 км/ч, угловые скорости шпинделей и барабана вокруг собственных осей должны быть  $n_{ш}=1125-1295 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_{б}=100-115 \text{ мин}^{-1}$ .

С целью эффективного использования трактора и улучшения технического обслуживания машины уборочные аппараты в полуприцепной конструкции машины расположены уступом или в шахматном порядке. Это привело к изменениям в конструкции пневмотранспортной системы всасывающе-нагнетательного типа. Всасывающие трубопроводы от вентилятора до приемных камер уборочных аппаратов, расположенные по бункерам, были оснащены дополнительными коленами из жестких телескопических потрубок, приведшие к увеличению местного аэродинамического сопротивления и потери давления на стыках патрубков. Увеличился расход мощности на вентилятор в 1.3–1.8 раза по сравнению с навесной конструкцией хлопоуборочной машины. Наблюдалось повышение механического повреждения семян при частоте вращения лопастей вентилятора  $n_в=1400-1500 \text{ мин}^{-1}$  [16].

Расчетные исследования и проведенные лабораторные замеры скорости движения потока воздуха в различных сечениях труб пневмотранспортной системы позволили рекомендовать более рациональную конструкцию этой системы с обеспечением механических повреждений семян в пределах требований О'zst 3225-2017. Применение гибких гофрированных трубопроводов из композитных материалов на основе ПВХ обеспечили надежность работы системы. На базе полупри-

цепной конструкции были разработаны и созданы три вида хлопкоуборочных машин: с горизонтальными шпиндельными аппаратами, двухрядный МХ-1,8 для междурядий 90 см с модернизированным аппаратом и четырехрядный МХ-2,4 с модернизированными уборочными аппаратами (14-ти шпиндельные барабаны с универсальными составными шпинделями) и пневмотранспортной системой с меньшими аэродинамическими сопротивлениями в трубопроводах, которые прошли испытания на полях ЦИТТ МСХ РУз [8, 16]. По результатам этих испытаний модернизированные уборочные аппараты рекомендованы для опытно-промышленного производства, а на базе модернизированной пневмотранспортной системы всасывающе-нагнетательного типа создается унифицированная система для оснащения машин как с вертикальными, так и с горизонтальными шпиндельными аппаратами.

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- разработаны конструкции полуприцепных хлопкоуборочных машин с горизонтально- и вертикально-шпиндельными аппаратами для разового сбора хлопка. При этом машина с горизонтально-шпиндельными уборочными аппаратами за однократный проход позволяет собрать более 90% хлопка от раскрытой части урожая, причем затраты мощности на расход ГСМ в отличие от навесных машин сокращаются более, чем в 2 раза;

- полуприцепная машина с модернизированными вертикально-шпиндельными уборочными аппаратами и пневмотранспортной системой за два прохода при разовом сборе хлопка обеспечивает полноту сбора на уровне 93–94% от раскрытой части урожая.

- разработана и создана унифицированная пневмотранспортная система полуприцепной хлопкоуборочной машины для уборочного аппарата как с горизонтальными шпинделями, так и с вертикальными.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] <http://www.cotton.com/fiber/Agricultural Disciplines/Engineering/Cotton-Harvest.pdf>.
- [2] [Guangdamashine.en.alibaba.com](http://Guangdamashine.en.alibaba.com).
- [3] Bennett J. McL., Woodhouse T.A., Jensen D.L. Advances in cotton harvesting technology: a review and implications for the John Deere round baler cotton picker. The journal of cotton science. 2015. №19. P. 225–249.
- [4] Erdal O.Z. Performance evaluation of a tractor mounted mechanical cotton piker // Bulgarian journal of Agricultural Science. Vol.20. (No 2). 2014. P. 487–496.
- [5] Перспективы развития комплексной механизации возделывания и уборки хлопка // Сб. докладов советских и американских ученых и специалистов на симпозиуме в г. Ташкенте 10–11 октября 1977г. М.: ЦНИИТЭИ, 1978. – 156 с.
- [6] Усманходжаев Х.Х. О новой технологии машинной уборки хлопка // Хлопководство. М.: Колос, 1985. №6. С. 11–13.
- [7] Ризаев А.А. Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент: Фан, 2017. – 168 с.
- [8] Отчет о НИР за 2018г. по проекту БФ-1-023 на тему «Исследование закономерностей технологического процесса вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин для разработки технологии одноразового сбора хлопка в сжатые сроки и без потерь в зоне рискованного земледелия» (промежуточный). Рук. темы Ризаев А.А., ИМСС АН РУз. Ташкент. 2019. – 116 с.
- [9] Патент № 11449 KZ. Рядковое устройство хлопкоуборочной машины / Авт. изобр. Дойч, Тимати А., Хэдли, Говорд К. (US). Дир & С<sup>o</sup>. Оpubл. Бюллетень. 2002. № 5.
- [10] Матчанов Р.Д. и др. Анализ факторов, влияющих на работу хлопкоуборочного аппарата // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2019. №4. С. 36–40.
- [11] Мирошниченко Г.И. Основы проектирования машин первичной обработки хлопка. М.: Машиностроение, 1972. – 486 с.
- [12] Шполянский Д.М. Технологические основы параметров рабочих органов и схем хлопкоуборочных машин. Ташкент: Мехнат, 1985. – 256с.
- [13] Ризаев А.А., Омонов Н. К расчету количества шпинделей на барабане хлопкоуборочного аппарата // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2018. №2. С. 108–110.
- [14] Ризаев А.А., Джуроева Н.Б. Параметры следа контакта «хлопковая коробочка–шпиндель» в уборочном аппарате // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2018. №3. С. 58–61.
- [15] Абдазизов Т. Обоснование основных параметров хлопкоуборочного аппарата, оснащенного ступенчатыми шпинделями. // Автореф. дис...канд. техн. наук. Ташкент, 1989. – 17 с.
- [16] Отчет о НИР за 2019г. по проекту МВ-Атех-2018-92+БФ-Атех-2108-13 на тему «Разработка и уточнение параметров работы уборочного аппарата с ресурсосберегающими рабочими органами (шпиндели, барабаны и др.), пневмосистемы четырехрядной машины» (промежуточный). Рук. темы Ризаев А.А. ИМСС АН РУз. Ташкент. 2019. – 67с.

*Р.Д. Матчанов, А.А. Ризаев, Д.А. Рuzматов, М.А. Хакимов. Пахта териши машиналарида пахтани бир мартаба териши муаммолари*

*Мақолада пахта териши машиналарини ишлаб чиқариши ва синовдан ўтказиши натижалари таҳлил қилинган. Улар асосида ярим тиркамали ресурс тежайдиган дизайнда ишлаб чиқилган вертикал-шпиндел билан жиҳозланган пахта териши машиналари билан пахта териши усуллари ва маҳаллий тажрибадан фойдаланган ҳолда пахтани бир марталик териши учун машина яратиши қоидалари асосланади.*

*R.D. Matchanov, A.A. Rizaev, D.A. Ruzmatov, M.A. Khakimov. The problem of one-time cotton picking with a cotton picker.*

*The article analyzes the results of the development and testing of cotton pickers and, on their basis, substantiates the provisions for creating a machine for one-time picking of cotton using domestic experience in the development of a semitrailer resource-saving design, as well as methods of harvesting cotton with vertical-spindle harvesting machines.*

УДК 621.01

Д.М. МУХАММАДИЕВ, И.О. ЭРГАШЕВ, Х.А. АХМЕДОВ, Т.Д. МУХАММАДИЕВ

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИБКИ ВСТАВКИ ДЛЯ КОЛОСНИКА ПИЛЬНОГО ДЖИНА

Гибка является одним из самых распространенных изменяющих форм деталей операций холодной штамповки, широко используется для получения разнообразных деталей из листового материала, профильного проката, труб, проволоки и т.д. [1].

Удельный вес работ по технологическому процессу—гнутью непрерывно увеличивается за счет создания новых методов конструирования и технологии изготовления машин и механизмов. Такой технологический процесс, как литье, вытесняется штамповочно-сваренными, изготовленными из гнутых элементов из полосы или ленты. Вырезка колец большого диаметра из листового материала заменяется гибкой полосой на ребро и т.д.

Гибку деталей на малые радиусы осуществляют, как правило, в штампах. Эта операция характеризуется относительным поворотом части заготовки вокруг некоторой линии, названной линией гибки. Гнутьем без нагрева изготавливают заготовки из листового материала толщиной с 0.01 до 100 мм.

Поэтому определение технологических параметров гибки вставки колосника является актуальным.

Конструкция вставки колосника представляет (рис.1) собой пластину прямоугольного поперечного сечения с цилиндрическими поверхностями ( $R_1$  и  $R_2$ ), круговой контур которой определяется углом  $\alpha$ . На рис. 1 обозначена  $h$  – высота вставки,  $b$  – ширина сечения вставки,  $R_0$  – радиус кривизны вставки,  $R_1$  – радиус кривизны наружных волокон вставки,  $R_2$  – радиус кривизны внутренних волокон вставки,  $r$  – радиус кривизны нейтрального слоя вставки.

Для определения радиуса кривизны (см. рис.1) нейтрального слоя вставки колосника  $r$ , расстояния от нейтральной оси до центрального слоя вставки  $z_0$  используем уравнения [2]:

$$r = R_0 \left[ 1 - \frac{h^2}{12 R_0^2} \right], \quad (1)$$

$$z_0 = \frac{h^2}{12 R_0}. \quad (2)$$

Используя уравнения (1) и (2), определяем статический момент поперечного сечения вставки  $W$  для прямоугольного сечения

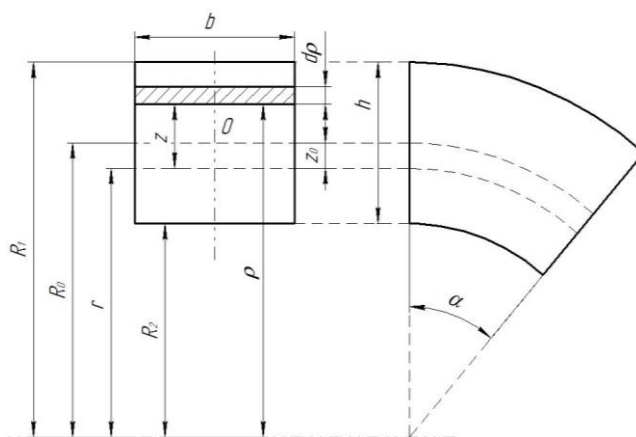


Рис.1. Конструктивные размеры вставки

$$W = F \cdot z_0 = \frac{bh^3}{12R_0} = \frac{J}{R_0}, \quad (3)$$

где  $J$  – момент инерции сечения относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения вставки.

Учтем, что вставка колосника предложенной нами конструкции имеет следующие значения:  $h=0.004$  м;  $b=0.0142$  м;  $R_0=0.122$  м;  $R_1=0.124$  м;  $R_2=0.12$  м. Тогда, используя уравнения (1–3), получаем

$$r = R_0 \left[ 1 - \frac{h^2}{12R_0^2} \right] = 0.122 \cdot \left[ 1 - \frac{0.004^2}{12 \cdot 0.122^2} \right] = 0.12198907 \text{ м}, \quad z_0 = \frac{h^2}{12R_0} = \frac{0.004^2}{12 \cdot 0.122} = 0.00008958 \text{ м},$$

$$W = \frac{bh^3}{12R_0} = \frac{0.0142 \cdot 0.004^3}{12 \cdot 0.122} = 6.208 \cdot 10^{-10} \text{ м}^3, \quad J = \frac{bh^3}{12} = \frac{0.0142 \cdot 0.004^3}{12} = 7.57333 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4.$$

Если учесть, что относительное удлинение  $\varepsilon = (R_1 - r)/r$ , тогда его

$$\varepsilon = (R_1 - r)/r = (0.124 - 0.12198907)/0.12198907 = 1.648461 \cdot 10^{-2}.$$

Сила гибки вставки (рис.2) [3]

$$P = \frac{b \cdot h^2}{l} \sigma_6 \cdot n = 2600.8 \text{ Н}, \quad (4)$$

где  $b=0.0142$  м – ширина вставки (вдоль линии изгиба);  $h=0.004$  м – толщина стенки вставки;  $l=0.05975$  м – расстояние между опорами при свободной гибке;  $\sigma_6=380$  МПа – временное сопротивление при толщине до 10 мм для стали СтЗсп [4];  $n=1.8$  – коэффициент, характеризующий влияние упрочнения изгибаемого материала [3].

Изгибающий момент, необходимый для изгиба вставки, определяем как сумму моментов, создаваемых в зонах растяжения и сжатия окружными напряжениями  $\sigma$  относительно центра кривизны заготовки вставки (рис. 3)

$$M = \frac{\beta \cdot \sigma \cdot b \cdot h^2}{4} = \frac{1.15 \cdot 380 \cdot 10^6 \cdot 0.0142 \cdot 0.004^2}{4} = 24.82 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (5)$$

где  $\beta=1.15$  – переменный коэффициент, учитывающий влияние среднего главного напряжения на условие перехода металла в пластическое состояние и достигающий наибольшего значения при плоском деформированном состоянии (коэффициент Лоде) [3].

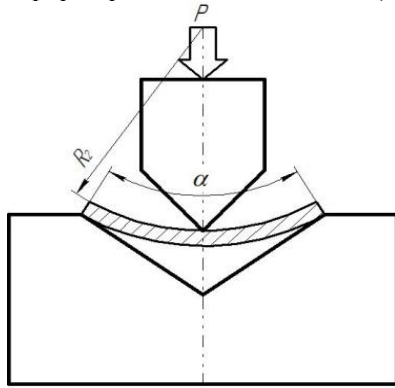


Рис. 2. Процесс гибки вставки в штампе

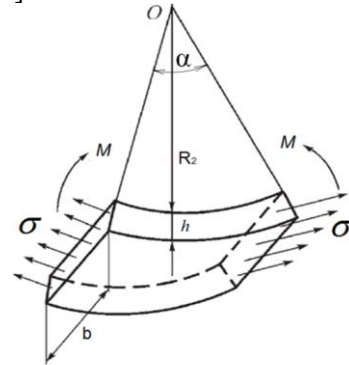


Рис. 3. Схема определения изгибающего момента

На рис. 4 представлена закономерность изменения силы гибки  $P$  и момента изгиба вставки колосника в зависимости от толщины вставки  $h$  с использованием уравнений (4) и (5).

Анализ графика (рис.4) показывает закономерность изменения силы  $P$  и момента  $M$  в зависимости от функции толщины вставки  $h$ , которая совпадает, но отличается коэффициентом  $k=P/M=104.7864 \text{ м}^{-1}$ .

Толщина наружного  $h_1$  и внутреннего  $h_2$  слоев волокон вставки:

$$h_1 = h/2 + z_0 = 0.004/2 + 0.00008958 = 0.00208958 \text{ м}; \quad h_2 = h/2 - z_0 = 0.004/2 - 0.00008958 = 0.00191042 \text{ м}.$$

Используя (3) и (4), находим напряжения наружного  $\sigma_1$  и внутреннего  $\sigma_2$  слоев волокон вставки колосника:



$$\sigma_1 = \sigma_{\max} = \frac{M}{W} \frac{h_1}{r+h_1} = \frac{24.82}{6.208 \cdot 10^{-10}} \frac{2.0895 \cdot 10^{-3}}{0.12198907 + 2.0895 \cdot 10^{-3}} = 673348671.6 \frac{H}{m^2} = 673.5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \sigma_{\min} = \frac{M}{W} \frac{h_2}{r-h_2} = \frac{24.82}{6.208 \cdot 10^{-10}} \frac{1.91042 \cdot 10^{-3}}{0.12198907 - 1.91042 \cdot 10^{-3}} = 636123037.2 \frac{H}{m^2} = 636.1 \text{ МПа}.$$

Допускаемые статические напряжения для стали марки Ст.3сп при изгибе  $[\sigma_{\text{из}}]=150$  МПа, временное сопротивление разрыву (по ГОСТу 535-2005) для толщины листа до 10мм  $\sigma_{\text{в}}=380-490$  МПа, а предел текучести для остаточной деформации  $\sigma_m=255$  МПа [4].

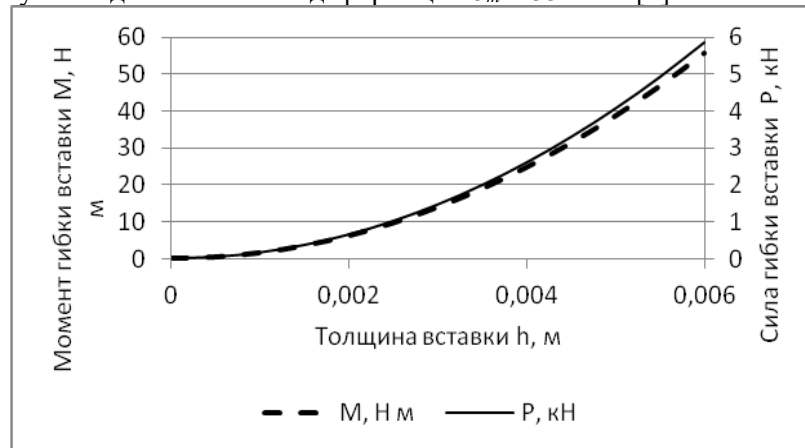


Рис. 4. Закономерность изменения силы изгиба  $P$  и момента изгиба вставки колосника в зависимости от толщины вставки  $h$

Сопоставление значений напряжения наружного  $\sigma_1$  и внутреннего  $\sigma_2$  слоев волокон вставки колосника с механическими свойствами стали марки Ст.3сп по стандарту ГОСТ 535-2005 показало превышение их в среднем по допускаемому статическому напряжению в 4.36 раза, временному сопротивлению разрыву – в 1.33 раза и пределу текучести для остаточной деформации – в 2.56 раза.

**Выводы.** Проведенные расчеты позволили определить технологические параметры процесса гибки вставки колосника с использованием фундаментальных основ сопротивления материалов и справочных источников по листовой штамповке и машиностроению. При этом установлены следующие технологические параметры гибки вставки с размером  $b=0.0142$  м,  $h=0.004$  м,  $l=0.05975$  м:

- радиус кривизны нейтрального слоя вставки колосника  $r=0.12198907$  м;
- расстояния от нейтральной оси до центрального слоя вставки  $z_0=8.958 \cdot 10^{-5}$  м;
- статический момент поперечного сечения вставки  $W=6.208 \cdot 10^{-10}$  м<sup>3</sup>;
- момент инерции сечения вставки относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения,  $J=7.57333 \cdot 10^{-11}$  м<sup>4</sup>;
- сила гибки вставки  $P=2600.8$  Н;
- изгибающий момент вставки  $M=24.82$  Н·м;
- напряжения наружного  $\sigma_1=673.5$  МПа и внутреннего  $\sigma_2=636.1$  МПа слоев волокон вставки колосника, что указывает на превышение их в среднем по допускаемому статическому напряжению – в 4.36 раза, временному сопротивлению разрыву – в 1.33 раза и пределу текучести для остаточной деформации – в 2.56 раза.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ершов В.И. и др. Листовая штамповка: Расчет технологических параметров: Справочник. М.: МАИ, 1999. – 516 с.
- [2] Мансуров К.М. Материаллар қаршилиги курси. Т.:Ўқитувчи, 1983. – 338 б.
- [3] Яковлев С. Ковка и штамповка: Справочник. М.: Машиностроение, 2010. Т. 4. (Листовая штамповка). – 732 с.
- [4] Анурьев В.И. Справочник специалиста. М.:Машиностроение, 2000. Т.1. – 920 с.

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

Дата поступления  
10.09.2020

**Д.М. Мухаммадиев, И.О. Эргашев, Х.А. Ахмедов, Т.Д. Мухаммадиев. Аррали жин колосниги учун алмашинувчи элементнинг эгишни технологик параметрларини аниқлаш**

Мақолада пластинкани штамплаш ва машинасозликда материаллар қаришлиги асослари ва справочник манбаларидан фойдаланган ҳолда колосник учун алмашинувчи элементнинг эгиш жараёнини технологик параметрларини ҳисоблаш натижалари келтирилган. Бунда алмашинувчи элемент нейтрал қатламнинг эгрилик радиуси, алмашинувчи элементни эгувчи куч, эгувчи момент, алмашинувчи элемент ташқи ва ички қатламларининг кучланишлари аниқланган. Натижада, рухсат этилган статик кучланишга 4.36 марта, максимал чузувчи кучга 1.33 марта ва доимий деформациянинг оқши нуқтасигача 2.56 марта ошиб кетиши аниқланган.

**D.M. Muhammadiev, I.O. Ergashev, Kh.A. Akhmedov, T.D. Muhammadiev. Determination of technological parameters of the insert for the rib saw gin**

The article presents the results of calculating the technological parameters of the bending process of the insert for the rib using the fundamental principles of resistance of materials and reference sources on sheet stamping and mechanical engineering. In this case, the radius of curvature of the neutral layer of the insert, the bending force of the insert, the bending moment of the insert, the stresses of the outer and inner layers of the rib insert are set. As a result, an excess of the permissible static stress of 4.36 times, the ultimate tensile strength of 1.33 times, and the yield point for permanent deformation of 2.56 times were found.

УДК 677.21.021.152.8

**Р.Ш. СУЛАЙМОНОВ, М.М. ОЧИЛОВ, М.А. ГАППАРОВА**

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЫДЕЛЕНИЯ СОРНЫХ ПРИМЕСЕЙ ВДОЛЬ ДУГИ СЕТЧАТОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ОЧИСТКЕ ЛИНТА**

Очистка линта от сорных примесей осуществляется на хлопкозаводах посредством пневматического и механического способов. При механическом способе достигается эффективная очистка с минимальными потерями линта в отходы.

Смоделируем процесс выделения сорных примесей из движущегося по сетчатой поверхности потока линта, считая его стационарным потоком сплошной среды. Пусть волокнистая масса движется вдоль дуги контакта с круговой сетчатой поверхностью радиусом  $R$  (рис. 1). Установим начало координат в центре цилиндра и направим ось  $Ox$  горизонтально справа налево, ось  $Oy$  перпендикулярно к ней сверху вниз. Обозначим через  $\alpha$  угол между  $Ox$  и радиусом  $OC$ . Движение линта вдоль дуги считаем двумерным, зависящим от полярных координат  $(r, \alpha)$ , и стационарным. Обозначим через  $u(r, \alpha)$  и  $v(r, \alpha)$  компоненты вектора скорости по радиальному и касательному направлениям.

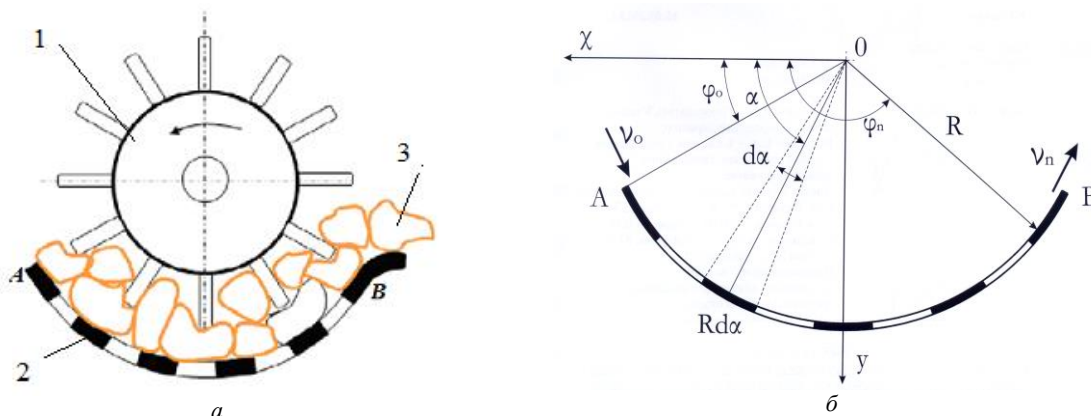


Рис. 1. Модель потока волокнистой массы (сплошной среды) вдоль дуги контакта  $AB$  (а) сетчатой поверхности и схема движения потока (б): 1– колковый барабан; 2– сетчатая поверхность; 3– линт

Учитывая малую толщину слоя линта принимаем следующие предложения:

1). В камеру очистки непрерывно поступает за единицу времени масса линта  $Q_0$ :

$$Q_0 = \rho_0 v_0 h_0 L_0, \quad (1)$$

где  $\rho_0$ ,  $v_0$ – плотность и скорость потока в зоне подачи;  $h_0$  – толщина слоя линта;  $L_0 = \beta_0 L$ ,  $\beta_0$  – доля площади контактирующих с потоком колков на поверхности вала длиной  $L$ .

2). Полагаем слой движущейся массы  $h_0$  малой величиной по отношению к радиусу сетчатой поверхности  $R$ , т.е.  $h_0 / R \ll 1$ , и тогда полагаем  $r \approx R$ .

3). Процесс очистки происходит вдоль дуги  $s=R\alpha$   $\varphi_0 \leq \alpha \leq \varphi_n$ , которая состоит из  $n$ -секторов  $\varphi_{j-1} \leq \alpha \leq \varphi_j$  ( $j=1 \dots n$ ,  $\alpha_n = \varphi_n$ ,  $n$  – количество колков).

4). Радиальная скорость  $u(r, \alpha)$  равна  $v(r, \alpha)$  нулю; скорость не зависит от радиуса  $r$ , при этом частицы линта после удара колками приобретают скорости  $v_{0j}$ .

5). На контактной поверхности сетки с потоком линта, кроме силы тяжести, действуют распределенная сила кулоновского трения и сосредоточенные силы трения в контактных точках потока с колками.

С учетом действующих на поток линта перечисленных сил записываем уравнение движения в каждом секторе в форме Эйлера [1] в переменной  $\alpha$ :

$$-\rho_j \frac{v_j^2}{R} - \rho_j \frac{v_j^2}{R} = \rho_j g \sin \alpha - N_j, \quad (2)$$

$$\rho_j \frac{v_j dv_j}{d\alpha} = -\frac{dp_j}{d\alpha} + \rho_j g R \cos \alpha - f R N_j - f_k p_k \delta(\alpha - \varphi_j), \quad \varphi_{j-1} \leq \alpha \leq \varphi_j, \quad (3)$$

где  $\rho_j$ ,  $v_j$ ,  $N_j$  – плотность, скорость и нормальная сила в  $j$ -м секторе;  $f_k$  – коэффициенты трения между потоком, сеткой и колками соответственно;  $\delta(z)$  – функция Дирака

Исключив из каждой системы (2) и (3) нормальную силу  $N_i(\alpha)$ , получаем

$$\rho_j \frac{v_j dv_j}{d\alpha} = -\frac{dp_j}{d\alpha} + R \rho_j g (\cos \alpha - f \sin \alpha) - f \rho_j v_j^2 - f_k \delta(\alpha - \varphi_j), \quad \varphi_{j-1} \leq \alpha \leq \varphi_j. \quad (4)$$

Уравнение (4) для каждой секции содержит три неизвестных  $\rho_j$ ,  $v_j$ ,  $p_j$ . Для замыкания уравнения используем закон сохранения массы потока при стационарном движении, который, согласно (1), записывается в виде

$$Q = \rho_j v_j h_0 L_0 = \rho_0 v_0 h_0 L_0 = Q_0. \quad (5)$$

Поскольку поток линта рассматривается как сплошная среда, то следует для нее записать уравнение состояния среды, в данном случае используем экспериментальную зависимость между плотностью и давлением, установленную в работах [2, 3],

$$\rho_j = \rho_0 [1 + A(p_j - p_0)]. \quad (6)$$

Здесь  $A$  – постоянная, характеризующая степень податливости среды при растяжении или сжатии, определяемая опытным путем. При этом обратная величина  $K=1/A$  представлена модулем объемного сжатия линта. Пользуясь зависимостью (4), выразим скорость через давление

$$v_j = \frac{v_0}{1 + A(p_j - p_0)}. \quad (7)$$

Подстановка (6) и (7) в (4) приводит к нелинейному уравнению относительно давления  $p_j$ . Рассмотрим случай выполнения условия  $A|\Delta p_j| \ll 1$  ( $\Delta p_j = p_j - p_0$ ). Разложим (7) в ряд Тейлора, сохранив первые два члена, получаем

$$v_j = v_0 [1 - A(p_j - p_0)]. \quad (8)$$

Подстановка зависимости (6) и (8) в (4), с учетом разрывности функции  $v_j$  в точках  $\alpha = \varphi_{j-1}$  приводит к уравнениям относительно функций  $v_j$ :

$$v_1 = v_0 \text{ при } \alpha = \varphi_0 - 0,$$

$$v_j \frac{dv_j}{d\alpha} + a f v_j^2 = g a R (\sin \alpha - f \cos \alpha) - f_k v_j [(A p_0 + 1) v_0 + v_0 - v_j] \delta(\alpha - \varphi_j) / (M^2 - 1). \quad (9)$$

$$v_j = v_{j-1}(\varphi_{j-1}) \text{ при } \alpha = \varphi_{j-1} - 0 \quad \varphi_{j-1} + 0 \leq \alpha \leq \varphi_j,$$

где

$$a = \frac{M^2}{M^2 - 1}, \quad M = v_0 / c, \quad c = \sqrt{1 / A \rho_0}.$$

Полагая  $v_j^2 = y_j$  ( $j=1 \dots n$ ), уравнение (9) приведем к виду

$$\frac{dy_1}{d\alpha} + afy_1 = 2gaR(\sin \alpha - f \cos \alpha) - f_k v_1 [(Ap_0 + 1)v_0 + v_0 - \varphi_1] \delta(\alpha - \varphi_1) / (M^2 - 1) \quad (10)$$

Решение уравнения (10), удовлетворяющее условию  $y_j = v_{j-1}^2(\varphi_{j-1})$ , получим методом операционного исчисления:

$$y_j = v_k^2 \exp(-a\alpha) \left[ \exp(a\alpha_j) + \frac{2gRa}{v_k^2} \int_{\alpha_j}^{\alpha} (\sin \alpha - f \cos \alpha) \exp(a\alpha) d\alpha \right].$$

На рис. 2 представлены кривые распределения скорости потока  $v$ (м/с) вдоль дуги охвата зоны очистки  $\alpha$  (град) для двух значений модуля объемного сжатия линта  $K$  (Па) при  $n = 5$  (рис.2) и  $n = 9$  (рис. 3). В расчетах принято  $R = 0.15$  м,  $h_0 = 0.01$  м,  $f = f_k = 0.3$ ,  $Q = 500$  кг/ч,  $L = 1.7$  м,  $\beta_0 = 0.2$ ,  $K = 3.4$  Па,  $\rho_0 = 8$  кг/м<sup>3</sup>,  $\varphi_m = 120^\circ$ . При этом скорость подачи линта в зону очистки будет равна  $v_0 = 5$  м/с. Из анализа кривых видно, что наличие сухого трения Кулона в местах контакта потока с колками приводит к частичной потере скорости потока.

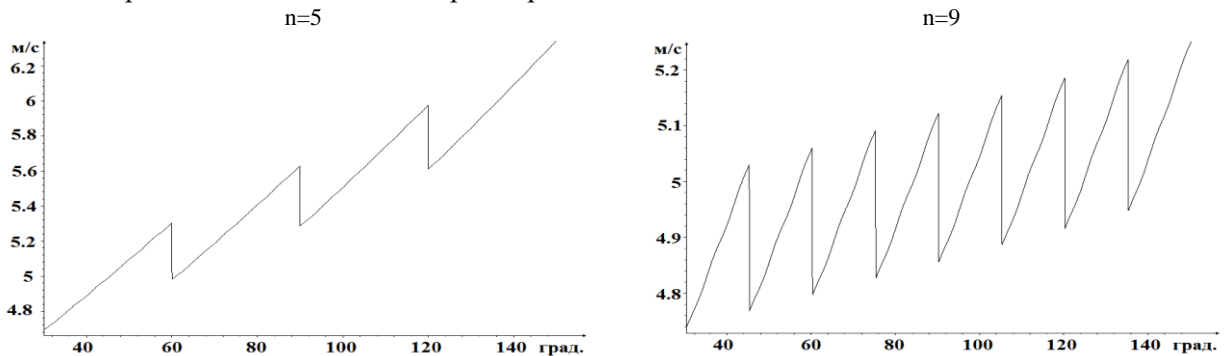


Рис.2. Распределение скорости потока вдоль зоны очистки при двух значениях  $n$

По известным выражениям скорости в секциях можно определить количество выделяемых примесей из потока линта. Для теоретического анализа процесса ухода частиц сорных примесей из линта и определения количества выделяемых сорных примесей используем модель, предложенную в работе [4], согласно которой относительное уменьшение приращения массы линта пропорционально изменению приращения его плотности:

$$\frac{dm_i}{m_i} = \frac{1}{1+a} \frac{d\rho_i}{\rho_i} = -\frac{1}{1+a} \frac{dv_i}{v_i},$$

$$\Delta m_i = (m_0 - \Delta m_1 - \Delta m_2 - \dots - \Delta m_{i-1}) \varepsilon_i(\alpha_i) = m_0 [1 - \varepsilon_1(\alpha_1)] [1 - \varepsilon_2(\alpha_2)] \dots [1 - \varepsilon_{i-1}(\alpha_{i-1})] \varepsilon_i(\alpha_i), \quad (11)$$

где

$$\varepsilon_i = 1 - \left( \frac{v_i(\alpha)}{v_k} \right)^\lambda.$$

Здесь  $\alpha$  – коэффициент пропорциональности.

Пользуясь выражением (11), вычислим общую массу выделяемых из зоны очистки сорных примесей за время  $T = \alpha_n / \omega_k$ :

$$\Delta M = \sum_{i=1}^n \Delta m_i = m_0 [ \varepsilon_1(\alpha_1) + [1 - \varepsilon_1(\alpha_1)] \varepsilon_2(\alpha_2) + [1 - \varepsilon_1(\alpha_1)] [1 - \varepsilon_2(\alpha_2)] \varepsilon_3(\alpha_3) + \dots + [1 - \varepsilon_1(\alpha_1)] [1 - \varepsilon_2(\alpha_2)] [1 - \varepsilon_3(\alpha_3)] \dots [1 - \varepsilon_{n-1}(\alpha_{n-1})] \varepsilon_n(\alpha_n) ]. \quad (12)$$

Если обозначить через  $\beta$  процент примесей в неочищенном линте, поступающем в зону очистки, то имеет место равенство

$$\Delta M = 0.01 \beta m_0. \quad (13)$$

Формула (12) с учетом (13) устанавливает связь между величиной  $\beta$  и минимальным числом колков.

На рис. 3 представлены кривые распределения коэффициента эффективности  $\varepsilon$  (интенсивности) вдоль дуги очистки  $\alpha$  (град) для двух значений модуля сжимаемости  $K$  линта и числа колков  $n$ . Видно, что рост интенсивности очистки наблюдается между первыми и вторыми колками.

Далее с ростом длин зоны очистки интенсивность очистки между колками падает. Эту закономерность следует учитывать при выборе количества колков в очистительных модулях.

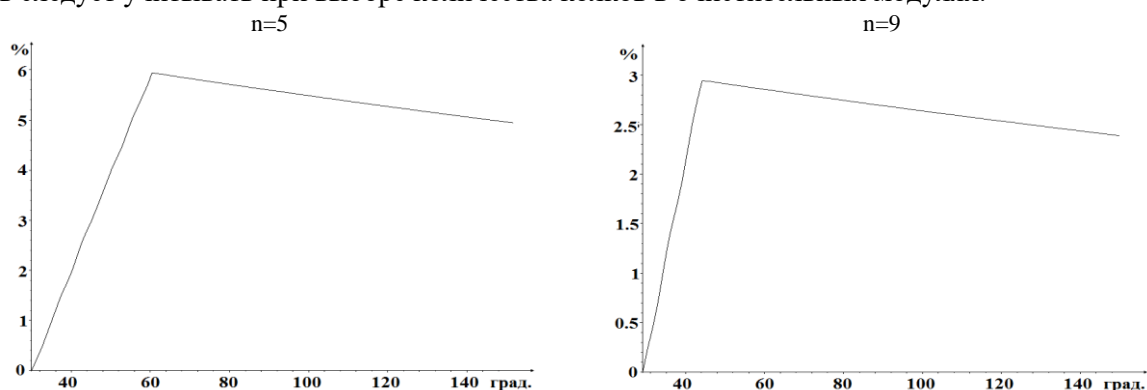


Рис.3. Распределение коэффициента эффективности вдоль зоны очистки при двух значениях  $n$

В связи с вышеизложенным было вычислено количество выделяемых примесей ( по отношению к поступающей неочищенной массе линта в процентах) в междуколковых зонах и суммарная масса примесей в случае пяти и девяти чисел колков и двух значений параметра  $K$ . Результаты расчетов представлены в таблице.

Установлю, что рост чисел колков из 5 на 9 практически не влияет на общее количество выделяемых сорных примесей.

Количество выделяемых масс примесей  $\Delta m_i/m_0$  и их суммарное количество  $\sum_{i=1}^n \Delta m_i/m_0$  по отношению к массе неочищенного линта для двух значений модуля сжимаемости линта  $K$  и числа колков.

	M=0.1					M=0.13				
	1	2	3	4	$\sum_{i=1}^4 \frac{\Delta m_i}{m_0}(\%)$	1	2	3	4	$\sum_{i=1}^4 \frac{\Delta m_i}{m_0}(\%)$
$n = 5$										
$\frac{\Delta m_i}{m_0}(\%)$	5,94	5.25	4.94	4.49	20.54	8.20	6.91	6.34	5.42	26.86
	M=0.1									
$n = 9$										
$\frac{\Delta m_i}{m_0}(\%)$	2.94	2.77	2.69	2.54	2.40	2.27	2.14	2.03		$\sum_{i=1}^8 \frac{\Delta m_i}{m_0}(\%)$ 19.75
	M=0.13									
$n = 9$										
$\frac{\Delta m_i}{m_0}(\%)$	4.1	3.77	3.62	3.37	3.08	2.85	2.65	2.46		$\sum_{i=1}^8 \frac{\Delta m_i}{m_0}(\%)$ 25.865

**Выводы.** 1. Установлена закономерность распределения скорости, плотности и давления в зоне очистки стационарного линта при взаимодействии его с пыльным цилиндром и поверхностью колосников. Показано, что наличие силы трения на поверхности контакта приводит к снижению скорости потока.

2. Моделирован процесс выделения сорных примесей при двумерном движении малой толщины слоя линта вдоль дуги очистки. Установлено, что рост интенсивности очистки наблюдается между первым и вторым колками. Далее с ростом длин зоны очистки интенсивность очистки между колками падает.

3. Определен очистительный эффект машины  $\varepsilon$  от безразмерного параметра  $\bar{\lambda}_0 = v_0 \lambda_0$  для различных количеств колков. Аналитически получено и графически представлено необходимое количество колков для эффективной очистки линта по дуге перфорированной поверхности.

#### ЛИТЕРАТУРА

[1] Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. М.: Наука, 1972. – 478 с.

- [2] Сулаймонов Р.Ш., Мардонов Б., Лугачев А.Е. Экспериментальное исследование деформированного состояния лinta при многократных нагрузениях и разгрузках // Межд. науч.-тех. конф. Шахты, 15–16 октября 2010, ГОУ ВПО «ЮРГУЭС». Шахты, 2010. С. 54–55.
- [3] Мардонов Б.М., Сулаймонов Р.Ш., Лугачев А.Е. Моделирование процесса очистки хлопкового лinta от сорных примесей // Труды Межд. науч. конф. «Рахматулинские – Ормонбековские чтения». г. Бишкек, 1–2 июня. 2017. Бишкек, 2017. С.74–77.
- [4] Севостьянов А.Г., Севостьянов П.А. Моделирование технологических процессов. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. –344 с.

АО “Пахтасаноат илмий маркази”

Дата поступления  
19.08.2020

**Р.Ш. Сулаймонов, М.М. Очиллов, М.А. Гаппарова. Момиқни тозалашда тўрли юза ёй қисмидан ифлосликларни ажратилиш жараёнининг тадқиқоти**

*Мақолада модулли тозалашда тозалаш самарадорлигига таъсир этадиган барабанинг тезлиги ва тўрли юзадаги тешиклар сонини аниқлайдиган толали материални тўрли юза ёйи бўйлаб ҳаракатида ифлосликларни ажратилиш жараёнининг математик модели ва алгоритмик ечими кўрилган.*

**R.Sh. Sulaymonov, M.M. Ochilov, M.A. Gapparova. Research of process allocation of weed impurity along the arch of the mesh surface at clearing the lint**

*In article mathematical models and algorithms of decisions of a task of process allocation of weed impurity are examined at movement of fibrous weight along an arch of the clearing, allowing to determine amount of cells of a grid and speed of a reel influencing on cleaning effect of the module of clearing.*

УЎК 621.01

**Х.Т. АХМЕДХОДЖАЕВ, А.А. УМАРОВ, К.И. ОРТИКОВА**

### **АРРАЛИ ЦИЛИНДР ТЕЗЛИГИ РОСТЛАНАДИГАН ЖИН ВА ЛИНТЕР**

Маълумотларга қараганда сўнги йилларда жаҳон миқёсида 23.0 млн тонна атрофида пахта толаси ишлаб чиқарилмоқда, унинг истеъмоли эса 24.55 млн тоннани ташкил этмоқда. Интенсив равишда ортиб бораётган аҳоли сони ҳисобига пахта толаси истеъмоли ва унга бўлган талабнинг истиқболда ҳам ортиб бориши кутилмоқда [1].

Шунга кўра жаҳон миқёсида пахта маҳсулотлари сифатини яхшилаш ва таннархини камайтириш, пахта маҳсулотларини ишлаб чиқаришнинг барча босқичларида, шунингдек пахтани қуритиш, уни майда ва йирик ифлосликлардан тозалаш, пахта толасини чигитдан ажратиш, момик ажратиш, пахта хомашёси ва толасини намлаш жараёнларида маҳсулот сифатига салбий таъсир кўрсатувчи омилларни аниқлаш ва уларни бартараф қилиш, маҳсулот ишлаб чиқариш харажатларини камайтирувчи автоматлашган, ресурстежамкор технологияларни яратиш муҳим вазифалардан бўлиб қолмоқда.

Аррали жин ва линтерлаш жараёнининг иш унумдорлиги асосан пахтанинг ҳолати ва арра тишларига боғлиқ. Арра тиши қанча ўткир бўлса, шунча иш унумдорлиги юқори бўлади, қанча кўп ишласа, шунча ўтмас бўлиб, машинанинг иш унумдорлиги пасайиб боради. Шунинг учун арра тишларининг нормал ҳолатда сақлаш катта аҳамиятга эгадир. Унинг учун пахтанинг намлиги ва ифлослиги талаб даражасида бўлиши керак, айниқса пахта таркибида қўшилмалар (тош, болт, гайка ва бошқа қаттиқ жисмлар) бўлмаслиги шартдир. Аррани алмаштириш технологияси бўйича, агар унинг тишлари периметр бўйича 10 таси ёки ёнма-ён 4 таси синган бўлса, алмаштирилади. Аррали жинлаш жараёнида толанинг арра тишларидан тўлиқ олинмаслиги ҳам унинг иш унумдорлигига таъсир қилади. Унда тола ёпишиб турган тиш яна толани илиб ололмасдан ўтади, бу эса умумий толанинг чиқиш миқдорига салбий таъсир қилади, яъни жиннинг арралар сонига нисбатан иш унумдорлиги пасайишига сабаб бўлади. Шунинг учун арра тишларидан толани тўлиқ ажратиб олиш имконига эга бўлиши керак, шунда жиннинг иш унумдорлиги ортади.

Аррали жин ва линтерлаш жараёнини бажариш учун арра тишларининг тезлиги катта аҳамиятга эга. Бу тезликлар аррали жин ва линтерлар учун қуйдаги формуладан аниқланади [2]:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}, \quad (1)$$

бундан

$$n = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot d}, \quad (2)$$

бу ерда:  $d$  – арра диаметри, м;  $n$  – валнинг айланиш частотаси, мин<sup>-1</sup>.

(1) тенгламадан аррали жин арраси диаметрини ўзгариши билан унинг чизиқли тезлигини ўзгариши 1-жадвалда келтирилган.

1-жадвалдан кўришиб турибдики, арра диаметри камайиши билан унинг чизиқли тезлиги ҳам пасайиб боради.

Аррали жиннинг иш жараёни икки муҳим кўрсаткич билан, яъни иш унуми ва ишлаб чиқарилган маҳсулот сифати билан белгиланади. Машина унумдорлигини аррали цилиндр тезлигига боғлиқлиги кўйлаб олимлар томонидан ўрганилган.

1-жадвал

**Аррали жин аррасининг диаметрини ўзгариши билан унинг чизиқли тезлигини ўзгариши**

Арранинг диаметри, мм	Арранинг айланишлар сони, айл/мин	Арра диаметрини ўзгариши билан чизиқли тезликни ўзгариши, м/с
320	730	$V_{320}=12.2$
310	730	$V_{310}=11.8$
300	730	$V_{300}=11.5$

Профессор Б.А.Левкович аррали жинлаш назарий иш унуми (вақт бирлигида ажратилган тола миқдори)ни аниқлаш учун қуйидаги тенгламани таклиф этган (1 соатда бир аррадан олинган тола миқдори) [2]:

$$P = \frac{60 \cdot i \cdot Z \cdot n}{1000 \cdot P},$$

бунда:  $P$  – бир арранинг иш унуми, кг/соат;  $i$  – арранинг бир тиши илиб олган толаларининг назарий сони, дона;  $Z$  – бир аррадаги тишлар сони, дона;  $n$  – арранинг айланиш сони, мин<sup>-1</sup>;  $P$  – бир грамм толадаги толалар сони, дона.

Бу тенгламага арранинг бир тиши юзасига сиғадиган толалар сонини, ҳақиқатда тўлиш коэффиценти  $K$  нинг ва ўзгармас рақамларни  $A$  билан белгилаб, ўрнига қўйсақ қуйидаги тенгламани оламиз [2]:

$$P = K \cdot A \cdot S \cdot z \cdot n, \text{ кг/арра-соат.}$$

бу ерда:  $S$  – арранинг бир тиши орасидаги юзаси, см<sup>2</sup>.

Кейинчалик профессор Г.И. Болдинский аррали жин иш унумдорлигини топиш учун қуйидаги тенгламани таклиф этди:

$$P = N \cdot P_1, \text{ кг/арра-соат}$$

бу ерда:  $N$  – арралар йиғиндисидagi арралар сони, дона;  $P_1$  – бир арранинг иш унумдорлиги:

$$P_1 = \frac{3600 \cdot n_1}{\tau_1 \cdot n_2} \cdot K \cdot S, \text{ кг/арра-соат}$$

бунда:  $\tau_1=1/V_n$  – арра тишининг тиш қадамига тенг масофани ўтишга сарфлаган вақти, с;  $V$  – арранинг чизиқли тезлиги, м/с;  $n_1=1/S_1$  – бир мм юзага сиғадиган толалар сони, дона;  $S$  – бир толанинг кўндаланг қирқим юзаси, см;  $K$  – арра тишларидан фойдаланиш коэффиценти;  $n_2$  – бир грамм хом ашёдаги толалар сони, дона.

Топилган қийматларни юқоридаги тенгламаларга қуйилиб, аррали жиннинг иш унумдорлигини аниқлаш учун ифода олинган:

$$P = N \cdot 1,8 \cdot 10^3 \frac{V_n \cdot n_1}{n_2} \cdot K \frac{t^2 \sin^2 \gamma \cdot \sin(\gamma - \varphi)}{\cos(\gamma - \gamma_1) \cdot \cos(\varphi + \gamma_1)}, \text{ кг/арра-соат,} \quad (3)$$

бунда:  $\gamma_1$  – тишнинг қия бурчаги, град.

Бу тенгламалардан аррали жиннинг иш унумдорлиги арра дисklarининг тезлигига боғлиқлигини кўришимиз мумкин. Унинг қийматини маълум чегарада ўзгартириб тола ажраткичнинг иш унумдорлигини ошириш мумкин [2].

2-жадвал

**Аррали жин аррасининг диаметрини ўзгариши билан чизиқли тезлигини ўзгармаслиги учун унинг айланиш тезлигини ўзгариши**

Арранинг диаметри, мм	Арра диаметрини ўзгариши билан таклиф этилаётган чизиқли тезлик, м/с	Арранинг таклиф этилаётган айланишлар сони, айл/мин
320	12.2	729
310	12.2	752
300	12.2	777

Шундан келиб чикиб, биз томонимиздан арра диаметри камайгани сари, унинг чизикли тезлигини сақлаб қолиш мақсадида, аррали цилиндр айлана тезлигини оширилиши таклиф этилган. (2) тенглама ёрдамида аррали жин аррасининг диаметрини ўзгариши билан чизикли тезлигини ўзгармаслиги учун унинг айланиш тезлигини ўзгариши ҳисоблаб топилган (2-жадвал).

Линтер машиналарининг иш унумдорлиги ва уларда ишлаб чиқариладиган маҳсулотларнинг сифати кўп жиҳатдан бу машиналардаги арра тизимининг ҳолатига боғлиқдир (3-жадвал) [2]. Жадвалдан линтер машинасидаги аррали дискнинг диаметри кичрайган сари иш унуми камайишини кўришимиз мумкин.

3-жадвал

**Линтер иш унумининг аррали диск диаметрига боғлиқлиги**

Аррали диск ҳолати	Аррали диск диаметри, мм	Иш унумига тузатиш коэффициенти
Янги арра	320	1.0
Янги тиш чиқарганда:		
Биринчи марта	310	0.94
Иккинчи марта	300	0.89
Учинчи марта	290	0.87
Тўртинчи марта	280	0.83
Бешинчи марта	270	0.75

Линтер учун арра тишлари айлана тезлиги (2) тенглама бўйича аниқланади. (1) дан линтер аррасининг диаметри ўзгариши билан унинг чизикли тезлигининг ўзгаришини аниқлашимиз мумкин (4-жадвал). Жадвалдан кўриниб турибдики, арранинг диаметри кичрайган сари, арранинг чизикли тезлиги ҳам камаяди, бу машинанинг унумдорлигини пасайтиради.

Юқоридаги муаммони бартараф қилиш мақсадида арра тезлигини мос равишда ошириб, унинг чизикли тезлигини сақлаб қолиш таклифи берилган (4-жадвал) [2].

4-жадвал

**Линтер аррасининг диаметри ўзгариши билан унинг чизикли тезлигини ўзгариши**

Арра диаметрини ўзгариши билан арра тиши чизикли тезлигини ўзгариши, м/с	12.2 м/с тезликни сақлаш учун арранинг айланиш тезлигини ўзгариши, айл/мин
$V_{320}=12.2$	$n=730$
$V_{313}=12.0$	$n=745$
$V_{306}=11.7$	$n=762$
$V_{300}=11.5$	$n=777$
$V_{294}=11.2$	$n=793$
$V_{288}=11.0$	$n=809$
$V_{282}=10.8$	$n=827$
$V_{277}=10.6$	$n=842$
$V_{272}=10.4$	$n=857$

Тўзитгич планкалари учининг чизикли тезлиги қуйидаги формула бўйича аниқланади (5-жадвал):

$$V_{\text{муз}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{муз}} \cdot n_{\text{муз}}}{60}, \text{ м/с.} \quad (4)$$

Бу ерда:  $d_{\text{муз}}$  – тўзитгич диаметри, м;  $n_{\text{муз}}$  – валнинг айланиш тезлиги, айл/мин.

5-жадвал

**Мавжуд линтер аррасининг диаметрини ўзгариши билан чизикли тезлигини ўзгармаслиги учун унинг тезлигини ўзгариши**

Арра диаметри, м	Аррали цилиндрнинг айлана тезлиги, айл/мин	Аррали цилиндрнинг чизикли тезлиги, м/с	Тўзитгичнинг чизикли тезлиги, м/с	Аррали цилиндрни тўзитгичга нисбатан тезлиги, м/с
0.320	730	12.2	3.4	8.8
0.313	730	12.0	3.4	8.6
0.306	730	11.7	3.4	8.3
0.300	730	11.5	3.4	8.1
0.294	730	11.2	3.4	7.8
0.288	730	11.0	3.4	7.6
0.282	730	10.8	3.4	7.4
0.277	730	10.6	3.4	7.2
0.272	730	10.4	3.4	7.0

Демак, арра тиши ва тўзитгич орасидаги нисбий тезлик қуйидагича бўлади (5-жадвал):

$$V_{\text{нисб}} = V_{\text{арра}} - V_{\text{муз}}, \text{ м/с.} \quad (5)$$



Биз таклиф қилган вариантда, аррали цилиндр чизиқли тезлигини 12.2 м/с нинг ва аррали цилиндрни тўзитгичга нисбатан тезлиги 8.8 м/с нинг ўзгармаслигини таъминлаш учун унинг айланиш тезлигини ўзгартиришимиз керак (6-жадвал).

6-жадвал

Таклиф этилаётган линтер аррасининг диаметрини ўзгариши билан чизиқли тезлигини ўзгармаслиги учун унинг айланиш тезлигини ўзгариши

Арра диаметри, м	Аррали цилиндрнинг айлана тезлиги, айл/мин	Аррали цилиндрнинг чизиқли тезлиги, м/с	Тўзитгичнинг чизиқли тезлиги, м/с	Аррали цилиндрни тўзитгичга нисбатан тезлиги, м/с
0.320	729	12.2	3.4	8.8
0.313	745	12.2	3.4	8.8
0.306	762	12.2	3.4	8.8
0.300	777	12.2	3.4	8.8
0.294	793	12.2	3.4	8.8
0.288	809	12.2	3.4	8.8
0.282	827	12.2	3.4	8.8
0.277	842	12.2	3.4	8.8
0.272	857	12.2	3.4	8.8

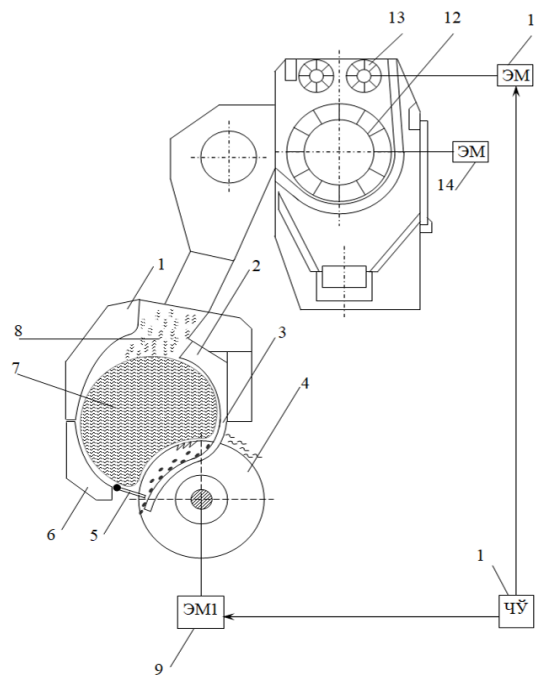
Аррали жин цилиндридаги янги арра дискларининг диаметри 320 мм ни ташкил қилади, бунда эса арранинг айланиш тезлиги 730 айл/мин бўлганда, машинанинг оптимал унумдорлик ва сифатини таъминлайдиган чизиқли тезлик 12.2 м/с ни ташкил қилади. Арра диски диаметри 310 мм, 300 мм га камайтирилганда унинг айланиш тезлиги 730 айл/мин ўзгартириш имкони йўқ. Натижада арранинг чизиқли тезлиги мос равишда 11.8 м/с ва 11.4 м/с ни ташкил қилади. Бунда эса машинанинг унумдорлиги камаяди, ишлаб маҳсулот сифати пасайтиради. Шу сабабли аррали цилиндр тезлиги ростланадиган аррали жин ишлаб чиқиш муҳим аҳамиятга эга [3].

Ихтиронинг вазифаси – арранинг диаметри ўзгаришига боғлиқ ҳолда, аррали цилиндрнинг айланиш частотаси ростланадиган аррали жинни яратиш.

Қўйилган масала қуйидагича ечилади. Аррали цилиндр тезлиги ростланадиган аррали жин (расм) олд фартук 1, олд тўсин 2, унда ўрнатилган колосникли панжара 3, аррали цилиндр 4, чигит тароғи 5 ва қуйи фартук 6 дан иборат. Аррали цилиндрнинг вали жиннинг электромотор 9 валига бириктирилган. Аррали цилиндр электромотори 9 частота ўзгартиргич 10 билан таъминланган. Аррали цилиндр электромотори 9 нинг частота ўзгартиргичи 10 ёрдамида арра диски диаметрига мос равишда унинг тезлиги ўзгартирилади.

Аррали жинни частота ўзгартиргич билан жиҳозланиши аррали цилиндр тезлигини ўзгартириш ҳамда машина унумдорлигини ошириш ва маҳсулот сифатини сақлаш имконини беради.

Аррали цилиндр тезлиги ростланадиган аррали жин қуйидагича ишлайди. Келаётган пахта 8 аррали цилиндр 4 билан контактга кирувчи хом ашё валиги 7 ни ҳосил қилади. Хом ашё валиги 7 дан колосникли панжара 3 орқали аррали цилиндр 4 ёрдамида тола ишчи камерасидан чиқарилади, бунда чигитни чиқарилиши чигит тароғи 5 нинг ҳолати билан ростланади. Аррали цилиндр 4 арра дисклари кичик диаметрлига ўзгартирилишида частота ўзгартиргич 10 мос равишда аррали цилиндр электромотори 9 айланиш тезлигини ростлаш орқали унинг чизиқли



Аррали цилиндр тезлиги ростланадиган аррали жин:  
 1 – олд фартук; 2 – олд тўсин; 3 – колосникли панжара;  
 4 – аррали цилиндр; 5 – чигит тароғи; 6 – қуйи фартук;  
 9 – аррали цилиндр электромотори; 10 – частота ўзгартиргич; 11 – таъминловчи валиклар электромотори;  
 12 – козиқли барабан; 13 – таъминловчи валиклар;  
 14 – козиқли барабан электромотори

тезлигини 12 м/с бўлишини таъминлайди. Шу билан бирга, электромоторни частота ўзгартиргич билан таъминланиши машина унумдорлигини ошишига олиб келади.

Тадқиқотлардан жин валининг энг катта айлана тезлиги  $\varnothing 300$  мм бўлганида  $n_{\text{ши}} = 777$  айл/мин, валнинг критик тезлиги 857 айл/мин ни ташкил қилгани маълум бўлиб,  $857 \geq 777$  айл/мин шарт бажарилди. Линтер валининг энг катта тезлиги эса арра диаметри  $\varnothing 272$  мм бўлганида  $n_{\text{ши}} = 1613$  айл/мин, валнинг критик тезлиги 1613 айл/мин ни ташкил қилгани маълум бўлиб,  $1613 \geq 857$  айл/мин шарт бажарилди. Демак, аррали жин ва линтер унумдорлигини ошириш мақсадида арра диаметри кичиклашган сари аррали цилиндрнинг айланиш тезлигини оширилишига валнинг критик тезлиги тўсик бўлмайди.

#### АДАБИЁТЛАР

- [1] International cotton advisory committee. Washington, From the Secretariat of the ICAC. <https://icac.org>.
- [2] Жабборов Г.Ж. ва бошқ. Чигитли пахтани ишлаш технологияси. Тошент: Дарслик. Ўқитувчи. 1987.
- [3] Ортикова К., Умаров А., Усмонов Ш. Аррали жин ва линтер машиналарининг аррали цилиндрлари учун критик частотани аниқлаш // Фарғона политехника институти илмий-техника журнали. Т. 24. Фарғона, 2020. №3. 152–155 б.

Наманган муҳандислик-технология институти

15.09.2020 й.  
кабул қилинган

***Х.Т. Ахмедходжаев, А.А. Умаров, К.И. Ортикова. Джин и линтер отрегулируемой скорости пыльного цилиндра***

*В статье определена зависимость производительности, качества производящейся продукции пыльных джинов и линтеров от состояния системы пил в этих машинах, а также линейной скорости пилы изменения ее диаметра. Проведен анализ скоростей пыльного цилиндра и ворошителя линтерной машины. Предложено при уменьшении диаметра пилы, с целью сохранения качества лinters и семени, повышения производительности машины, сохранения линейной скорости цилиндра путем повышения его частоты вращения.*

***H.T. Axmedxodjayev, A.A. Umarov, K.I. Ortigova. Jin and linter adjustable speed saw cylinder***

*The article defines the dependence of the productivity, the quality of the produced saw gins and linters on the state of the saw system in these machines, as well as the change in the linear speed of the saw by changing its diameter. The analysis of the speeds of the saw cylinder and the agitator of the linter machine was also carried out. With a decrease in the diameter of the saw, in order to preserve the quality of lint and seed, increase the productivity of the machine, it is proposed to maintain the linear speed of the cylinder by increasing its rotation frequency.*

УДК 631.316.2

**Р.Р. ХУДАЙКУЛИЕВ, Б.Р. КУРАМБАЕВ, А.П. УРИНОВ**

### **МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЫХЛИТЕЛЯ КУЛЬТИВАТОРА С ПОЧВОСДВИГАЮЩЕЙ ПЛАСТИНОЙ**

Урожай различных сельскохозяйственных культур определяется многими факторами, условиями и элементами плодородия. К элементам плодородия относятся конкретные свойства почвы, определяющие высоту урожая, а именно:

- Химические свойства почвы – химический состав почвы, валовые и подвижные формы элементов питания, содержание органического вещества (гумуса и азота), микроэлементов, состав солей в почве; характер почвенного поглощающего комплекса, емкости и насыщенности почвы основаниями, буферная способность почв, реакция почвенной среды.

- Физические свойства почвы – строение, структурное состояние, сложение и плотность, водно-воздушные и тепловые свойства почвы. Для сохранения и повышения плодородия почв необходимо своевременно проводить агромерелiorативные работы, такие как гипсование засоленных и солонцовых почв, управления водным, воздушным, тепловым и питательным режимами почвы. Поэтому почвой называют верхний, рыхлый слой земной коры, измененный под влиянием климатических условий (воды, тепла, света, воздуха), растительных и животных организмов, а также под воздействием человека [1].

Значит, почвенные условия являются весьма разнообразными, особенно в условиях жаркого климата и поверхностного полива по бороздам. При таких условиях верхние горизонты почвы быстрее иссушаются, чем нижние. Это приводит к неоднородности сложения по влажности и твердости почвы, что будет причиной появления вертикальных трещин между грядками на глубину 15–20 см. Различная по глубине плотность и влажность почвы, вертикальные трещины изме-

няют процесс деформации почвы рыхлительными лапами; плоскость скалывания образуется в слое, где силы сцепления почвенных частиц минимальные. Как известно, усилие на скалывание почвы зависит от влажности, твердости и ее механического состава [2].

Увеличение влажности почвы приводит к снижению сил (удельное сопротивление почвы на скалывание) сцепления. При иссушенном верхнем слое почвы (это имеет место всегда при культивации) силы сцепления почвенных частиц возрастают по сравнению с силами в нижних горизонтах, где влажность почвы всегда выше, следовательно, скалывание почвы при воздействии рыхлительной лапы произойдет в нижнем горизонте с образованием глыбы, размеры которой ограничивают трещины [3]. Это означает, что посев и междурядная обработка хлопчатника проводится в наиболее сложных условиях. В междурядьях после вегетационного полива по мере просыхания борозды образуется два почвенных фона, отличающихся друг от друга физико-механическими свойствами.

В середине междурядья (в зависимости от междурядного расстояния), под смоченной поверхностью шириной 30–45 см почва с повышенной твердостью склонна к глыбообразованию и характеризуется большим содержанием влаги. Остальная поверхность междурядья имеет более рыхлую структуру с меньшим содержанием влаги, чем в середине междурядья.

Однако для обработки этих двух различных по состоянию почвы фонов используются одни и те же рабочие органы культиватора. В настоящее время отсутствуют специальные рабочие органы для качественной обработки почвы таких междурядий. Следовательно, для улучшения качества обработки почвы в междурядьях требуется усовершенствовать существующие или создать новый рабочий орган, обеспечивающий удовлетворительное рыхление почвы и уничтожение сорных растений в междурядьях. Самым оптимальным решением в данном вопросе является усовершенствование рыхлителя культиватора.

Верхняя часть гребней обрабатывается с помощью рыхлителей для уничтожения сорняков. На таком технологическом процессе разрыхленную почву перемещает почвосдвигающая пластина в сторону середины гребня с препятствием к обратному смещению почвы в борозду. При этом ширина захвата рабочего органа должна обеспечить рыхление только верхней части гребня. Обычно в качестве рыхлителя используется половина стрелчатой лапы чизеля-культиватора, так как она достаточно хорошо разрыхляет почву и уничтожает сорняки на глубину от 8 до 12 см [4].

Основными параметрами рыхлителя являются ширина захвата  $b_n$ , угол крошения  $\alpha$  и угол раствора  $\gamma$  (рис. 1).

Глубина обработки рыхлительной лапы должна быть равна или больше минимальной высоты гребня, т.е.  $h_1 \geq H_1$ .

Почвосдвигающая пластина должна обеспечить перемещение в сторону подрезанных лапой корней растений и разрыхленной почвы без сгуживания их перед рабочим органом. Пластина присыпает стенки гребня почвой, разрыхленной лапами. Для этого необходимо обеспечить свободное скольжение почвы и растений по рабочей поверхности почвосдвигающей пластины. Основными параметрами почвосдвигающей пластинки являются высота пластины  $H_n$ , ширина захвата  $b_n$ , угол установки  $\gamma_n$  к направлению движения, угол наклона крыла  $\beta_n$  (рис. 1) [5].

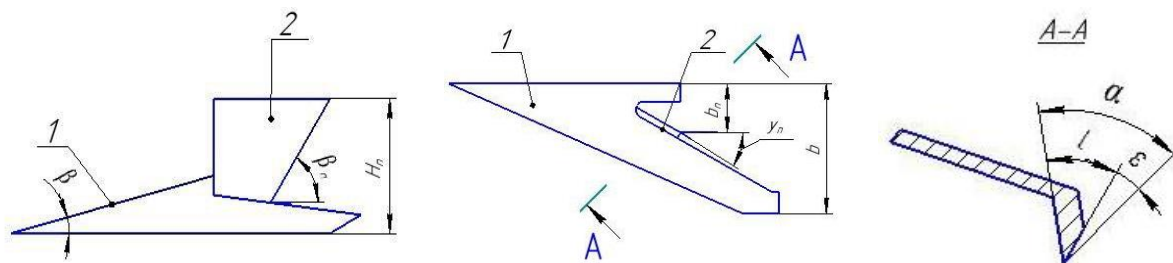


Рис. 1. Основные параметры почвосдвигающей пластины: 1 – полустрелчатая лапа; 2 – почвосдвигающая пластина

Значения угла  $\gamma_n$  определяются по следующей формуле.

$$\gamma_n \leq \frac{\pi - 2\varphi_k}{4}, \quad (1)$$

где  $\varphi_k$  – угол трения корней растений по рабочей поверхности почвосдвигающей пластины.

Подставляя в это выражение известные [6] значения  $\varphi_k = 26^\circ - 30^\circ$ , получим  $\gamma_n = 30^\circ - 32^\circ$ .

При определении высоты почвосдвигающей пластины исходим из того, что ее величина должна быть достаточна для исключения пересыпания почвы, перемещаемых впереди пластины, через ее верхние грани.

При этом  $H_n \geq H_1$ . (2)

Ширина захвата почвосдвигающей пластины должна быть достаточна, чтобы переместить почву на величину  $(B_p - b_{oz})$ , тогда

$$b_n = \frac{B_p - b_{oz}}{2}, \quad (3)$$

где  $B_p$  – ширина нижнего основания разрыхляемой части гребня;  $b_{oz}$  – высота нарезанных гребней, его величина определяется замером высоты нарезанных гребней в реальных полевых условиях.

Высота нарезанных гребней осенью при ширине междурядья 90 см составляет: 25–27 см, а при ширине междурядья 60 см – 22–24 см. В период от нарезки до посева гребни оседают, при этом их высота при ширине междурядья 90 см составляет: 21–22 см, а при ширине междурядья 60 см 17–20 см [6]. Исходя из этих значений определяем высоту нарезанных гребней при ширине междурядья 76 см она составляет 23–25 см, с оседанием – 19–21 см.

Многочисленными исследованиями [7–9] установлено, что к весеннему посеву форма гребней становится похожей на синусоиду (рис. 2).

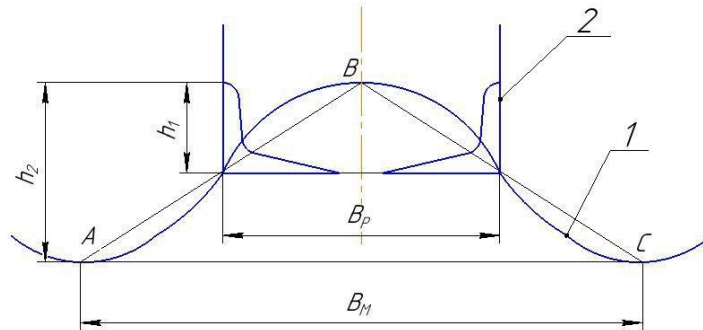


Рис. 2. К обоснованию схемы расстановки и параметров полустрельчатых лап:  
1 – гребень; 2 – полустрельчатая лапа

Для упрощения расчетов форму гребней принимаем в виде равнобокого треугольника и из рис. 2 определим ширину нижнего основания разрыхляемого гребня:

$$B_p = \frac{h_1 B_M}{h_2} + \Delta, \quad (4)$$

где  $h_2$  – средняя высота существующего гребня перед посевом, принимаем  $h_2=22$  см, при  $B_M=90$  см,  $h_2=20$  см при  $B_M=76$  см, и  $h_2=18$  см при  $B_M=60$  см;  $h_1$  – глубина хода рыхлителя, с учетом неровности поверхности поля, принимаем по среднему значению 10 см;  $\Delta$  – ширина неровностей гребня на высоте  $h-h_1$ ,  $\Delta=4-5$  см. Принимаем  $\Delta=4$  см.

С учетом (3) выражение (4) примет следующий вид:

$$b_n \geq \frac{1}{2} \left( \frac{h_1 B_M}{h_2} + \Delta - b_{oz} \right). \quad (5)$$

Исходя из замеров средних значений (высоты нарезанных гребней)  $b_{oz}$  принимаем следующим образом:  $b_{oz}=26$  см при  $B_M=90$  см;  $b_{oz}=24$  см при  $B_M=76$  см;  $b_{oz}=23$  см при  $B_M=60$  см.

Подставив в (5) значения  $h_2$ ,  $h_1$ ,  $b_{oz}$  и  $\Delta$  при  $B_M$  равном 90, 76 и 60 см, получим следующую ширину захвата почвосдвигающей пластинки:

$$\text{при } B_M = 90 \text{ см, } b_n \geq \frac{1}{2} \left( \frac{10 \cdot 90}{22} + 4 - 26 \right) = 9.45 \approx 10 \text{ см;}$$

$$\text{при } B_M = 76 \text{ см, } b_n \geq \frac{1}{2} \left( \frac{10 \cdot 76}{20} + 4 - 24 \right) = 9.0 \text{ см;}$$

$$\text{при } B_M = 60 \text{ см, } b_n \geq \frac{1}{2} \left( \frac{10 \cdot 60}{18} + 4 - 23 \right) = 7.16 \approx 7 \text{ см.}$$

При  $B_M$  равном 90, 76 и 60 см принимаем  $b_n$  соответственно равным 10, 9 и 7 см. Угол наклона крыла почвосдвигающей пластинки  $\beta_n$  принимаем равным углу наклона стенки гребня к горизонту, тогда  $\beta_n = \beta = 30^\circ$ .

Поперечное расстояние между соседними рыхлящими стрельчатыми лапами равна ширине нижнего основания разрыхляемого гребня, т.е.  $B_l=B_p$ . Из формулы (4) находим значения  $B_l$  с разными расстояниями междурядий:

$$\text{при } B_M = 90 \text{ см, } B_l=B_p = \frac{h_1 B_M}{h_2} + \Delta = \frac{10 \cdot 90}{22} + 4 = 45 \text{ см,}$$

$$\text{при } B_M = 76 \text{ см, } B_l=B_p = \frac{h_1 B_M}{h_2} + \Delta = \frac{10 \cdot 76}{20} + 4 = 42 \text{ см,}$$

$$\text{при } B_M = 60 \text{ см, } B_l=B_p = \frac{h_1 B_M}{h_2} + \Delta = \frac{10 \cdot 60}{18} + 4 = 37 \text{ см.}$$

При посеве на ровном подготовленном к посеву поле поперечное расстояние между соседними рыхлящими стрельчатыми лапами должно быть равным ширине междурядья.

Таким образом, эти цифры необходимо учесть при создании и модернизации основных рабочих органов культиваторов.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Андакулов Ж., Карабаев Н. Практические способы определения свойств почвы в фермерских условиях. Бишкек, 2010.
- [2] Рекомендация по применению усовершенствованных рабочих органов хлопковых культиваторов КРХ-4, КРХ-3,6, КРТ-4: Утв. МСХУзССР 29.IV.81. Ташкент, 1981. – 13 с.
- [3] Сергиенко В.А. Технологические основы механизации обработки почвы в междурядьях хлопчатника. Ташкент: Фан, 1978.–111 с.
- [4] Маматов Ф.М. Механико-технологическое обоснование технических средств для основной обработки почв в зоне хлопкосеяния // Дис. ... докт. техн. наук. М.: МИИСП, 1992. – 223 с.
- [5] Бердимуратов П.Т. Разработка и обоснование параметров формовщика гребней для хлопковой сеялки // Дис. PhD по техн. наукам. Ташкент, 2019. – 114 с.
- [6] Набиев Т.С. Исследование и обоснование параметров регулятора заглубления рабочих органов культиватора для повышения качества междурядной обработки хлопчатника // Дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1975. – 123 с.
- [7] Кашкаров А. и др. Изучение и создание оптимальных физических свойств почвы. Ташкент, 1979.
- [8] Абдуллаев Х.Ф. Пушталарга ишлов берувчи курилма параметрларини асослаш // Техн. фан. бўйича PhD дисс... Тошкент: ТИҚХММИ, 2018. – 118 б.
- [9] Иргашев Х.И. Исследование рабочих органов культиватора для обработки защитных зон рядков хлопчатника. Ташкент, 1964. – 115 с.

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

Дата поступления  
12.08.2020

**Р.Р. Худайкулиев, Б.Р. Курамбаев, А.П. Уринов. Тупроқни суриб текисловчи мослама ўрнатилган культиватор юмишатгичнинг асосий параметрларини аниқлаш усули**

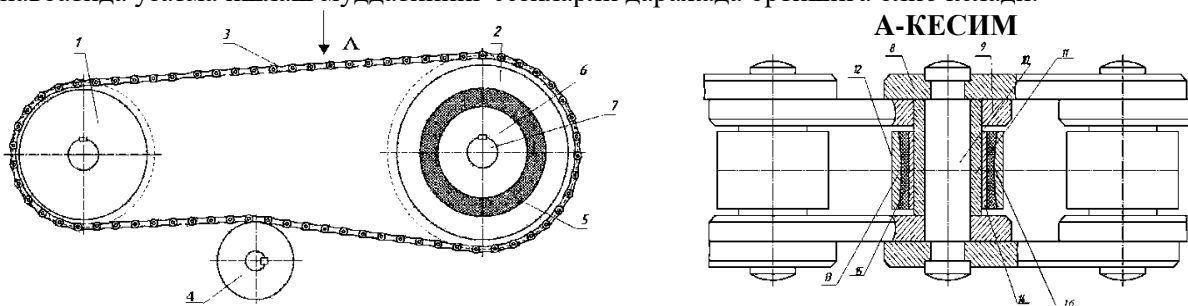
*Мақолада тупроқни суриб текисловчи мослама ўрнатилган культиватор юмишатгичнинг асосий параметрлари экин қатор ораларидаги масофани ва юмишатгичлар ўрнатилган схемани инобатга олган ҳолда аниқланган ҳамда лойиҳалаш ва ишлаб чиқариш жараёнида фойдаланиш учун узоқ йиллик тажрибалар натижасида эришилган сонли қийматлар келтирилган.*

**R.R. Khudaykuliev, B.R. Kurambaev, A.P. Urinov. A method of determining the basic parameters of a cultivator softener with a soil leveling device**

*In the article the main parameters of the cultivator softener with soil leveling device are determined taking into account the distance between the rows of the crop and the scheme of installation of softeners, and the numerical values obtained as a result of many years of experience in design and production.*

## ТАРКИБЛИ, РОЛИКЛИ, ЗАНЖИРЛИ УЗАТМА РОЛИГИНИНГ СТАТИК ВА ДИНАМИК ҲИСОБИНИ НАЗАРИЙ ТАДҚИҚОТИ

Машинасозликда занжирли узатмалар, қўлланилиш функциясига кўра ҳаракатни узатувчи, юк тортувчи ва маҳкамловчи сифатида қўлланилади. Маълумки ҳаракатни узатувчи занжирли узатма етакчи ва етакланувчи юлдузчалар ҳамда уларни қамровчи чексиз занжирдан иборат бўлади [1]. Мавжуд занжирли узатма конструкцияларининг асосий камчиликлари қаторида занжирнинг кинематик бўғинларида ҳосил бўлувчи зарарли ишқаланиш кучларини ҳосил бўлишидир. Юлдузча тишлари ва занжир илашувида ҳосил бўлувчи зарб кучларини сўндириш орқали узатма ишчи элементлари ейилиши ва шовқин миқдорини камайтирилиши мумкин. Бу эса ўз навбатида узатма ишлаш муддатининг сезиларли даражада ортишига олиб келади.



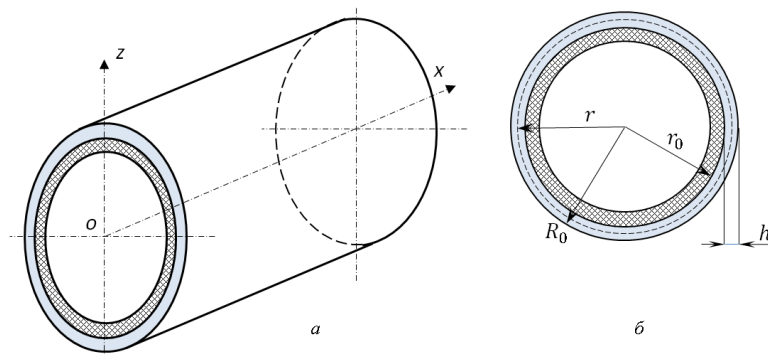
1-расм. Қайишқоқ элементли занжирли узатма схемаси.

Олиб борилган илмий тадқиқот изланишлари натижасида занжирли узатманинг янги конструкцияси ишлаб чиқилди (1-расм.) [2]. Конструкция етакчи 1 ва етакланувчи юлдузча 2 лар ҳамда уларни қамровчи занжир 3 дан иборат. Етакланувчи тармоқ таранглигини меъёردа бўлишини таъминлаш мақсадида тарангловчи ролик 4 билан жиҳозланган. Етакланувчи юлдузча таркибли қилиб тайёрланган бўлиб, тиш гардиши 2, асос 6, чиқувчи вал 7 ва қайишқоқ втулка 5 дан иборат. Занжир 3 ички 9 ва ташқи 8 пластиналар, валик 10, втулка 11 ҳамда таркибли ролик 12 дан иборат. Таркибли ролик 12 ички 13 ва ташқи 14 втулкалар ва улар оралиғида жойлашган қайишқоқ элемент (резина) 15 дан иборат. Қайишқоқ элемент 15 ташқи сирти 16 ботиқ кўринишга эга бўлиб, ташқи втулка 14 нинг ички томонига мос ҳолда тайёрланган. Таклиф этилаётган занжирли узатма қуйидаги тартибда ишлайди: етакчи юлдузча 1 дан етакланувчи юлдузча 2 га ҳаракат занжир 3 орқали узатилади. Кейинчалик ҳаракат етакланувчи юлдузча 2 қайишқоқ втулка 5 ва асос 6 орқали чиқувчи вал 7 га узатилади. Занжир 3 ва юлдузча 2 ўртасида ҳосил бўлувчи ишқаланиш кучи ва бошқа зарарли кучлар қайишқоқ элемент 5 орқали ўтаётганда бир қадар сўниши кузатилади. Етакчи 1 ва етакланувчи 2 юлдузчалар билан занжир 3 таъсирлашганда, занжир ролиги 12 таркибидаги қайишқоқ элемент 15 нинг деформацияланиши ҳисобига валик-втулка жуфтлигига таъсир этувчи кучнинг текис бўлишини кузатишимиз мумкин. Қайишқоқ элемент 15 деформацияланиши ҳисобига втулка 11 ва валик 10 ўртасидаги ишқаланиш ҳам камаяди. Бу эса узатма элементлари ишлаш муддатини ортишига олиб келади. Резина втулка 15 нинг ташқи сирти 16 нинг ботиқ кўринишга эгаллиги боис, юлдузча тиши орқали таъсир этувчи кучларнинг текис тақсимланишига эришилади. Бу эса занжир ишлаш муддатини ортишига сабаб бўлади.

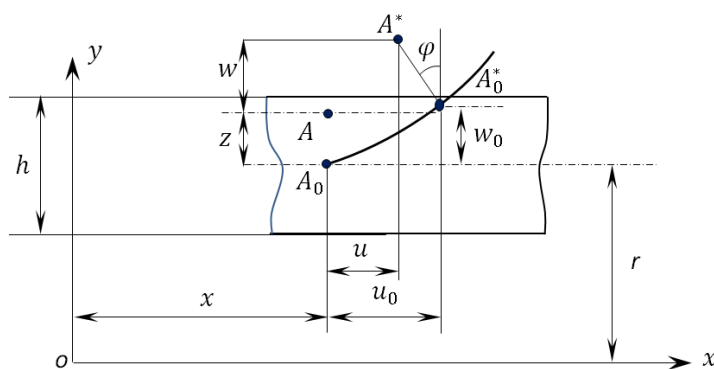
Таркибли роликнинг статик ҳисобида, ташқи юкланиш яъни юлдузча тиши таъсирида роликда ҳосил бўлувчи радиал кўчишларни аниқлаш муҳим ҳисобланади. Чунки бу кўчишларнинг меъёридан ортиб кетиши занжирли узатманинг ишлаш муддатига салбий таъсир этиб, ролик ўқини тез ишдан чиқишига сабаб бўлади. Роликни таркибли конструкцияга эга бўлишидан кўзланган мақсад, зарб кучларини маромлаштириш ва роликларнинг ишлаш муддатини оширишдан иборат.

Таркибли ролик ташқи втулкаси ўқига симметрик бўлган деформация қийматларини аниқлаш мақсадида таркибли ролик ташқи втулкасининг деформацияланиш схемаси 3-расмда келтирилган.

Таклиф этилаётган занжирли узатма ролигининг статик ҳисобини амалга оширишда, ролик икки қатламли цилиндрсимон қобик (цилиндрик оболочка) шаклли деб олинган (2-расм).



2-расм. Таркибли ролик ҳисоб схемаси.  $a$  –роликнинг умумий кўриниши;  $b$  – ролик кўндаланг кесими.  $r$  –ўрта сирт радиуси;  $r_0$  – ролик ички радиуси;  $R_0$  – роликнинг ташқи радиуси;  $h$  – ролик ташқи втулкасини қалинлиги.



3-расм. Таркибли ролик ташқи втулкасининг деформацияланиш схемаси.

Ҳисоб схемада тасвирланган  $A_0$  – ролик ташқи втулкасининг ўрта кесимидаги ихтиёрий нуқта. Ташқи юкланиш таъсирида ҳосил бўладиган деформация натижасида  $A_0$  нуқта  $x$  ўқи бўйлаб  $u_0$  ва радиус бўйлаб  $w_0$  миқдорга кўчиб,  $A_0^*$  вазиятни эгалласа,  $z$  масофадаги ихтиёрий  $A$  нуқта эса  $A^*$  вазиятни олади, яъни  $A_0^*(u_0; w_0)$ ;  $A^*(u; w)$ .

Бикир нормал гипотезаси [3] га асосан кўчишлар қуйидагига тенг бўлади:

$$u = u_0 - z \cdot \varphi. \quad (1)$$

Таркибли ролик ташқи втулкасининг қалинлиги  $h$  – кичик миқдор бўлганлиги учун  $oz$  ўқи бўйлаб кўчишини қуйдагича олишимиз мумкин:

$$w = w_0. \quad (2)$$

Таркибли роликнинг  $z$  қатламидаги деформациялар қуйидагича аниқланади:

$$\varepsilon_{x_0} = \frac{\partial u_0}{\partial x}; \quad \varphi = \frac{dw}{dx}. \quad (3)$$

Қуйидаги чекланишни қабул қиламиз:  $r_z = r + z = r$ .

У ҳолда деформация қийматлари (3) ифодага мувофиқ қуйидаги кўринишни олади:

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \varepsilon_{x_0} - z \cdot \frac{d^2 w}{dx^2} \\ \varepsilon_\theta = \frac{w}{r} \end{cases}. \quad (4)$$

4-расмда ташқи юкланиш таъсиридаги таркибли ролик элементар бўлагининг бўйлама ва кўндаланг кесимларига таъсир этувчи куч ва кучланишлар тасвирланган. Таркибли ролик кесим юзаларида ҳосил бўлувчи ички кучланиш ва кучлар қуйидагича аниқланади:

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_x + \mu\varepsilon_\theta) \\ \sigma_\theta = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_\theta + \mu\varepsilon_x) \end{cases}, \quad (5)$$

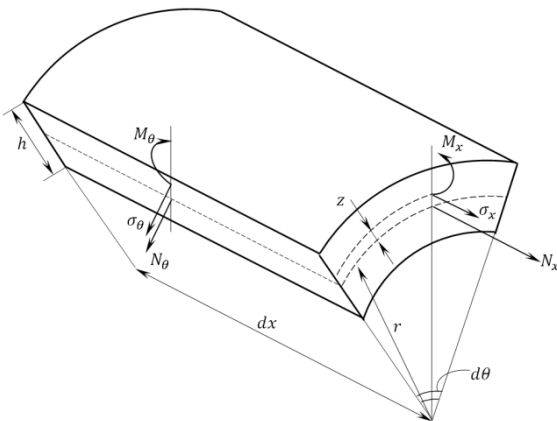
$$\begin{cases} N_x = \frac{Eh}{1-\mu^2}(\varepsilon_{x_0} + \mu\frac{w}{r}) \\ \sigma_\theta = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_\theta + \mu\varepsilon_x) \end{cases}. \quad (6)$$

Белгилаш киритамиз:  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ , бу ерда  $D$ —таркибли роликнинг бикирлиги,  $\mu$ —

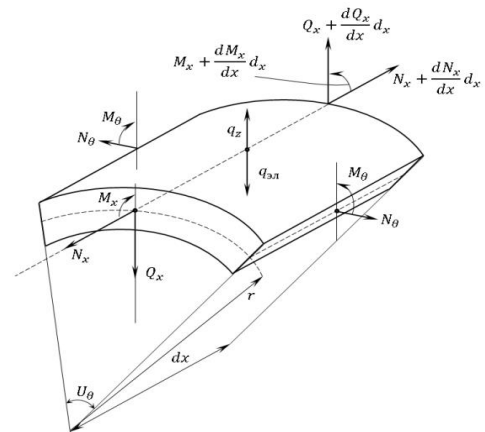
Пуассон коэффиценти. Нагижада эгувчи момент ва нисбий деформациялар учун қуйидаги ифодаларга эга бўламиз:

$$\begin{cases} M_x = D \frac{d^2 w}{dx^2} \\ M_\theta = \mu D \frac{d^2 w}{dx^2} \end{cases}, \quad (7)$$

$$\begin{cases} \varepsilon_{x_0} = \frac{du_0}{dx} = \frac{1}{Eh}(N_x - \mu N_\theta) \\ \varepsilon_\theta = \frac{w}{r} = \frac{1}{Eh}(N_\theta + \mu N_x) \end{cases}. \quad (8)$$



4-расм. Ташқи юкланиш таъсиридаги таркибли ролик элементар бўлагининг бўйлама ва кўндаланг кесимларига таъсир этувчи куч ва кучланишлари



5-расм. Цилиндрик қобикнинг мувозанат схемаси

Ички куч, кучланишлар ва нисбий деформациялар асосида таркибли роликнинг статик мувозанат тенгламаларини келтириб чиқарамиз. Бунинг учун таркибли роликнинг кичик бир элементар бўлаги мувозанатини текшираемиз (5-расм). Таркибли ролик ташқи втулкасининг ўрта сиртига юлдузча тиши томонидан радиал йўналишда таъсир этувчи тақсимланган босим кучи интенсивлигини  $q_z$  ва ички элатиклик (қаршилик) кучи интенсивлигини  $q_{эл}$  деб белгилаймиз. Таркибли роликни элементар бўлагига таъсир этувчи барча кучларни  $x$  ва  $z$  координата ўқларига нисбатан статик мувозанат тенгламаларини тузамиз:

$$\begin{cases} \frac{dN_x}{dx} + q_x = 0 \\ \frac{d\theta}{dx} - \frac{1}{r}N_\theta - q_z^* = 0, \end{cases} \quad (9)$$

бу ерда,  $q_z^* = q_z - q_{эл}$  бўлиб, қуйидаги ифода орқали аниқланади:



$$q_z^* = q_z - kw(x), \quad (10)$$

бу ерда,  $q_z$  – юлдузча тишларидан таркибли роликка таъсир этувчи босим кучи;  $q_{эл} = kw(x)$  кайишқоқ элемент (резина)нинг қаршилиқ кўрсатувчи босим кучи интенсивлиги. Бу ерда,  $k$  – ролик таркибидаги кайишқоқ втулканинг эластиклик коэффициентини;  $w(x)$  – радиал йўналишдаги кўчиш.

Бу ҳолда статик мувозанат тенгламаси куйидаги кўринишни олади.

$$\frac{d^2 M_x}{dx^2} + \frac{1}{r} N_\theta = q_z^*, \quad (11)$$

(6) ифодадан  $N_\theta$  ни, радиал кўчиш  $w(x)$  орқали ёзилган ифодасини (11) ифодага қўйиб куйидагини ҳосил қиламиз:

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{Eh}{r^2} w(x) = q - kw(x) - \frac{M}{r} N_x, \quad (12)$$

Тенгламани иккала томонини  $D$  га қисқартириш орқали куйидаги ифодага эга бўламиз:

$$\frac{d^4 w(x)}{dx^4} + 4\beta^4 w(x) = \frac{1}{D} q_z - \frac{M}{rD} N_x, \quad (13)$$

(13) - ифода таркибли ролик кўндаланг деформациясини аниқловчи тўртинчи тартибли дифференциал тенглама ҳисобланади.

(6) - ифодага мувофиқ, бўйлама кучни радиал кўчиш орқали ифодалаймиз ва (13) - ифодага кўямиз:

$$N_x = \frac{Eh}{1-\mu^2} \cdot \mu \cdot \frac{w(x)}{r} = \left( \frac{\mu \cdot Eh}{(1-\mu^2)r} \right) w(x).$$

У ҳолда (13) ифоданинг кўриниши куйидагича бўлади:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w(x) = \frac{q_z}{D} - \frac{\mu}{rD} \cdot \frac{\mu Eh}{(1-\mu^2)r} w(x). \quad (14)$$

Бу ерда куйдаги белгилашни киритамиз:

$$4\beta^4 = \frac{Eh}{Dr^2} \left[ 1 + \frac{\mu^2}{1-\mu^2} + \frac{k \cdot r^2}{Eh} \right].$$

У ҳолда (14)-ифода куйдаги кўринишни олади:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = \frac{q_z}{D}, \quad (15)$$

(15) дифференциал тенглама таркибли роликнинг статик мувозанати тенгламаси ҳисобланади.

Юлдузча тиши орқали таркибли роликка таъсир этувчи босим кучи интенсивлигини ўзгармас  $const$  деб қабул қиламиз:  $q_0 = q_z = const$ .

(15) ифодани умумий ечимини Крыловнинг фундаментал функциялари [4] ёрдамида ифодалаймиз:

$$w_1(x) = c_1 e^{-\beta x} \cdot \cos \beta x + c_2 e^{-\beta x} \cdot \sin \beta x. \quad (16)$$

Хусусий ечимини эса куйдагича излаймиз:

$$w(x) = A. \quad (17)$$

У ҳолда (17) ифодани (15) ифодага қўйиб,  $A$  – қийматини аниқлаймиз:

$$4\beta^4 \cdot A = \frac{q_0}{D} \quad \text{бундан,} \quad A = \frac{q_0}{4D\beta^4}; \quad w_*(x) = \frac{q_0}{4D\beta^4}, \quad (18)$$

демак, (15) ифодани тўлиқ ечими куйидагича:

$$w(x) = w_1(x) + w_*(x) \quad \text{ёки} \quad w(x) = c_1 e^{-\beta x} \cos \beta x + c_2 e^{-\beta x} \sin \beta x + \frac{q}{4D\beta^4}, \quad (19)$$

бу ерда,  $c_1, c_2$  – номаълум ўзгармаслар бўлиб, куйидаги чегаравий шартлар ёрдамида аниқланади:

$$x = 0; \quad w(0) = 0; \quad w'(0) = 0, \quad (20)$$

(19) ифодани бир марта  $x$  бўйича дифференциаллаш орқали куйидаги ифодани ҳосил қиламиз:

$$w'(x) = -c_1 \beta e^{-\beta x} \cdot (\cos \beta x + \sin \beta x) + c_2 \beta e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) + w'(x), \quad (21)$$

(19) ва (21) ни шартларга қўйиб,  $c_1$ , ва  $c_2$  ўзгармас катталикларни аниқлаймиз:

$$w(0) = c_1 + \frac{q}{4D\beta^4} = 0 \Rightarrow c_1 = -\frac{q}{4D\beta^4}, \quad (22)$$

$$w'(0) = c_1 \beta + c_2 \beta + 0 = 0 \Rightarrow c_2 = c_1, \quad (23)$$

Демак, (19) ифодани инобатга олиб, функцияни қуйидагича ёзишимиз мумкин бўлади:

$$w(x) = -c_1 e^{-\beta x} [\cos \beta x + \sin \beta x] + \frac{q}{4D\beta^4} \quad \text{ёки} \quad w(x) = \frac{q}{4D\beta^4} [1 - e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x)]. \quad (24)$$

Таркибли роликнинг кўндаланг тебраниш ҳаракат дифференциал тенгламасини, статик мувозанат тенгламалари (15) га инерция кучини қўшиш орқали ҳосил қиламиз:

$$\frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + 4\beta^4 w(x,t) + \frac{ph}{D} \cdot \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = Q_0 \cos pt, \quad (25)$$

бу ерда,  $Q_0 = \frac{p_0}{S_c \cdot D}$ ;  $p_0$  – ташқи таъсир кучи,  $S_c$  – таркибли роликнинг ташқи сирт юзаси;

$p$  – ташқи босим кучининг тебраниш частотаси,  $D$  – цилиндрлик бикрлик;  $w = w(x,t)$  – роликнинг кўндаланг эгилишдаги кўчиши;  $t$  – вақт. (25) дифференциал тенгламани тўлиқ ечими, умумий ечим ва хусусий ечимлар йиғиндисидан ташкил топади.

**Динамик тебраниш дифференциал тенгламасини умумий ечимини аниқлаш.** Ташқи босим кучини этиборга олмаган ҳолда (25) тенгламани ечимини аниқлаймиз.

$$\frac{ph}{D} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 4\beta^4 w = 0. \quad (26)$$

Бу тенглама (26) бир жинсли дифференциал тенглама бўлиб, ечимини қуйидаги функция кўринишда излаймиз:

$$w(x,t) = f(t) \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x), \quad (27)$$

(27) ифодани (26) ифодага татбиқ қиламиз. Бунинг учун қуйидагиларни ҳисоблаб оламиз:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = f''(t) \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x); \quad \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = 4\beta^4 f(t) \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x).$$

$$\frac{ph}{D} = D_* \text{ деб, белгилаш киритамиз.}$$

Юқоридаги ифодаларни эътиборга олиб, (26) ўрнига қуйидаги ифодани ҳосил қиламиз:

$$D_* f''(t) + 8\beta^4 f(t) = 0. \quad (28)$$

Агар  $k_0^2 = \frac{8\beta^4}{D_*}$  деб олинса, (28) ифода қуйидаги кўринишни олади:

$$f''(t) + k_0^2 f(t) = 0. \quad (29)$$

Натижада эркин тебраниш дифференциал тенгламасини ҳосил қиламиз. Бошланғич шартлар қуйидагича бўлсин:

$$\begin{cases} t = 0; f(0) = f_0; f_0 = w_0 \\ f'(0) = v_0 \end{cases}, \quad (30)$$

(29) ифодани ечими қуйидагича бўлади:

$$f_1(t) = a \cdot \sin(k_0 t + \alpha), \quad (31)$$

бу ерда,  $a = \sqrt{w_0^2 + \frac{v_0^2}{k_0^2}}$  – эркин тебраниш амплитудаси;  $\alpha = \arctg \frac{w_0 k_0}{v_0}$  – эркин тебраниш частотасининг силжиш фазаси. Демак умумий ечим қуйидаги кўринишни олади:

$$w_1(x,t) = f_1(t) e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x), \quad (32)$$

ёки  $w_1(x,t) = a \cdot \sin(k_0 t + \alpha_0) \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x)$  бўлади.

**Динамик тебраниш дифференциал тенгламасини хусусий ечимини аниқлаш.** Динамик тебраниш дифференциал тенгламасини хусусий ечимни қуйидагича излаймиз:

$$w_2(x, t) = M \cdot \cos pt \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x), \quad (33)$$

бу ерда  $p$  – ташқи босим кучи тебраниш частотаси, (33) тенгламани (25) га қўйиб, қуйидаги ифодани оламиз:  $-\frac{ph}{D} p^2 M + 8\beta^4 M = Q_0$  бундан,

$$M = \frac{Q_0}{8\beta^4 - \frac{ph}{D} \cdot p^2}. \quad (34)$$

Юқоридаги ифодаларга мувофиқ хусусий ечим қуйидагича бўлади:

$$w_2(x, t) = M \cdot \cos pt \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x), \quad (35)$$

Роликнинг мажбурий тебранма ҳаракати тўлиқ ечими қуйидагича бўлар экан:

$$w(x, t) = w_1(x, t) + w_2(x, t), \quad (36)$$

ёки

$$w(x, t) = [a \cdot \sin(k_0 t + \alpha_0) + b_0 \cos pt] \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x), \quad (37)$$

бу ерда:  $a = \sqrt{w_0 + \frac{v_0^2}{k_0^2}}$  – эркин тебраниш амплитудаси;  $k_0 = \sqrt{\frac{8\beta^4}{D}}$  – эркин тебраниш частотаси;

$\alpha_0 = \arctg \frac{w_0 \cdot k_0}{v_0}$  эркин тебранишдаги силжиш фазаси;  $b_0 = \frac{Q_0}{8\beta^4 - \frac{ph}{D} \rho^2}$  – мажбурий тебраниш

амплитудаси;  $\rho$  – мажбурий тебранма ҳаракат частотаси.

Мажбурий тебранма ҳаракат амплитудаси қуйидаги ифода орқали ҳисобланади:

$$A = \frac{Q_{CT}}{(1 - \frac{\rho^2}{k_0^2}) k_0^2},$$

бу ерда,  $Q_{CT} = \frac{Q}{\frac{\rho h}{D}} \cdot l_{CT} = \frac{Q}{\frac{\rho h}{D} \cdot k_0}$  – статик кўчиш ва  $\lambda = \frac{A}{l_{CT}} = \frac{1}{1 - (\frac{\rho}{k_0})^2}$  – динамик коэффициент деб

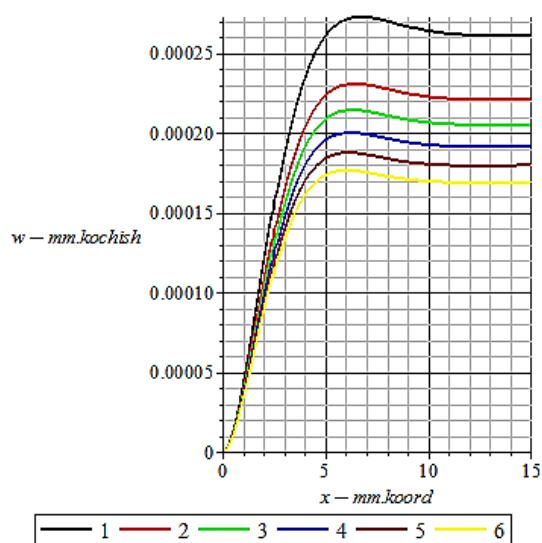
номланади.

Аниқланган аналитик ифодалар ёрдамида таклиф этилаётган занжирли узатма таркибли ролигининг қайишқоқ элементи эластиклик коэффициентини  $k$  – нинг турли қийматларидаги статик ва динамик параметрларини ўзгариш графиклари ва сонли қийматлари MAPLE-17 дастурида олинди.

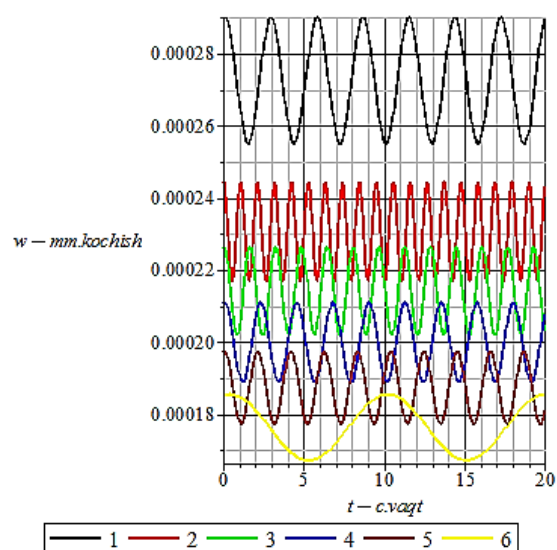
**Натижалар таҳлили:** Таркибли ролик кўндаланг статик кўчиши  $w(x)$  нинг унинг узунлиги бўйича қайишқоқ элементининг турли  $k$  – коэффициентларига боғлиқ ўзгариш графиги б-расмда келтирилган. Жадвалда келтирилган қийматлар таҳлилдандан шуни хулоса қилиш мумкинки, қайишқоқ элементнинг қайишқоқлик коэффициентини ортиб бориши билан кўндаланг статик кўчиш қийматлари камайиб боради. Бу эса ўз навбатида ролик остида жойлашган валик-втулка жуфтлигидаги ишқаланиш кучлари ва зарарли зарбларни камайишига олиб келади. 7-расмда таркибли ролик кўндаланг динамик кўчиши  $w_d(x, t)$  нинг унинг узунлиги бўйича, қайишқоқ элементнинг турли эластиклик коэффициентини  $k$  – қийматларида,  $t$  – вақтга боғлиқ ўзгариш графиклари келтирилган. Қайишқоқлик коэффициентини  $k$  ни ўсиб бориши билан динамик кўчиш  $w_d$  ва амплитудаси  $w_{da}$  ни қийматларининг камайишини кузатишимиз мумкин (жадвал). Динамик кўчиш  $w_d$  ва унинг амплитудавий қиймат  $w_{da}$  нинг камайиши билан занжир элементларига зарарли таъсирлар миқдорини камайиши ва ўз навбатида емирилиш жараёнини секинлашишига эришилади.

Таркибли ролик кўндаланг статик  $w(x)$  ва динамик  $w_d(x,t)$  кўчишларининг ролик узунлиги бўйича қайишқоқ элементининг турли  $k$ -коэффициентларига боғлиқ ўзгариши қийматлари

Қайишқоқ втулканинг эластиклик коэффициенти $k$	Занжирли узатма ролигининг ташқи юкланиши $P_0(H)$	Таркибли ролик кўндаланг статик кўчишининг номинал қиймати $w_{стном}$ (мм)	Таркибли ролик кўндаланг статик кўчишининг минимал қиймати $w_{dmin}$ (мм)	Таркибли ролик кўндаланг статик кўчишининг максимал қиймати $w_{dmax}$ (мм)	Таркибли ролик кўндаланг статик кўчишининг амплитудавий қиймати $w_{da}$ (мм)
0	1300 Н	$2.66 \cdot 10^{-4}$	$2.56 \cdot 10^{-4}$	$2.90 \cdot 10^{-4}$	$0.34 \cdot 10^{-4}$
0.2	1300 Н	$2.32 \cdot 10^{-4}$	$2.17 \cdot 10^{-4}$	$2.44 \cdot 10^{-4}$	$0.27 \cdot 10^{-4}$
0.3	1300 Н	$2.05 \cdot 10^{-4}$	$2.03 \cdot 10^{-4}$	$2.27 \cdot 10^{-4}$	$0.24 \cdot 10^{-4}$
0.4	1300 Н	$1.95 \cdot 10^{-4}$	$1.89 \cdot 10^{-4}$	$2.11 \cdot 10^{-4}$	$0.22 \cdot 10^{-4}$
0.5	1300 Н	$1.88 \cdot 10^{-4}$	$1.77 \cdot 10^{-4}$	$1.98 \cdot 10^{-4}$	$0.21 \cdot 10^{-4}$
0.5	1300 Н	$1.70 \cdot 10^{-4}$	$1.66 \cdot 10^{-4}$	$1.86 \cdot 10^{-4}$	$0.20 \cdot 10^{-4}$



6-расм. Таркибли ролик кўндаланг статик кўчиши  $w_d$  нинг ролик узунлиги бўйича қайишқоқ элементининг турли  $k$ -коэффициентларига боғлиқ ўзгариши.  
Бу ерда: 1- $k=0$ ; 2- $k=0.2$ ; 3- $k=0.3$ ; 4- $k=0.4$ .



7-расм. Таркибли ролик кўндаланг динамик кўчиши  $w_d(x,t)$  нинг ролик узунлиги бўйича қайишқоқ элементининг турли  $k$ -коэффициентларига;  $t$  - вақтга боғлиқ ўзгариши.  
Бу ерда: 1- $k=0$ ; 2- $k=0.2$ ; 3- $k=0.3$ ; 4- $k=0.4$ .

**Хулосалар.** 1. Таркибли роликни занжирли узатма ролигининг статик ҳисобини амалга ошириш учун, таркибли роликни икки қатламли цилиндрсимон қобик (цилиндрик оболочка) модели танлаб олиниб, узатма ролигини, юлдузча тишлари таъсирида оладиган ташқи босим кучларига мустақамлиги ва бикирлигини текшириш учун, унда ҳосил бўлувчи ички куч факторларини аниқловчи аналитик формулалар келтирилди.

2. Статик мувозанат тенгламалардан фойдаланиб, занжирли узатма ролигининг узунлиги бўйича, унинг кесимларида ҳосил бўлувчи кўндаланг абсолют ва нисбий деформацияларни аниқловчи формулалар келтирилди.

3. Таклиф этилган таркибли роликнинг физик-механик катталиклари ва қайишқоқ элементининг эластиклик коэффициентини турли қийматларида кўндаланг кесимида ҳосил бўлувчи деформация ва ички куч факторларини аниқловчи ифодалар олинди ва MAPLE-17 дастуридан фойдаланиб керакли параметрлар графиклари олинди.

4. Таркибли роликнинг юлдузча тишлари таъсиридаги динамик тебранишлари назарий тадқиқоти ўтказилиб, роликнинг узунлиги бўйича, унинг кесимларида ҳосил бўлувчи статик ва динамик кўчишларнинг вақтга боғлиқ графиклари олинди.

5. Юлдузча тишларининг босим кучлари таъсирида, занжирли узатма ролигида ҳосил бўлувчи деформация ва ички куч факторлари қайишқоқ элемент мавжудлиги ҳисобига 7–20% гача камайиши аниқланди.

#### АДАБИЁТЛАР

[1] Бережной С. Б. Синтез и анализ роликовых цепных передач // Дис.... докт. техн. наук. Краснодар, 2004. -196с.

- [2] Джураев А.А., Мамахонов А.А. Патент. Рес.Узб. №IAP05745. 31.01.2019. Бюл.2019, №1. Цепная передача.
- [3] Кириллов Ю.В., Постников А.А., Тюленев А.И. Исследования по теории пластин и оболочек моментной теории упругости (обзор). Исслед. по теор. пластин и оболочек. Вып. 20. 1990. С.18–43.
- [4] Виноградов Ю.И. Функции Коши – Крылова в расчетах на прочность пластин и оболочек. // Известия высших учебных заведений // Ж. «Машиностроение». 2013. №8. С. 15–19.
- [5] Бобиков И.М. Теория колебаний. Наука. М.: 1968.
- [6] Вольмир А.С. Колебания пластинок и оболочек. Наука. М.: 1972. 432 с
- [7] Колтунов М.А., Мавлянов Т., Каримов А.И. Об одном методе решения задачи динамической устойчивости тонкостенных вязкоупругих конструкций // Журнал “Механика композитных материалов”, Рига. 1980. №5.
- [8] Пискунов Н.С. Дифференциальное уравнение и интегральное исчисление. Т. 2. М.: Наука, 1985. 560 с.

Наманган мухандислик-технология институти

15.06.2020 й.  
кабул қилинган

**А. Мамахонов. Теоретические исследования статических и динамических расчетов ролика цепной передачи с составным роликом**

*В статье представлены статический и динамический расчеты составной роликовой цепной передачи с составным роликом. Получены формулы для определения факторов внутренней силы, генерируемых в поперечном сечении составного ролика под воздействием внешней нагрузки. На основе физико-механических параметров ролика при различных значениях коэффициента упругости эластичного элемента определены факторы коэффициента деформации и внутренней силы. Графические зависимости механических параметров получены в MAPLE-17.*

**A.Mamaxonov. Theoretical studies of static and dynamic calculations of a chain drive roller with a compound roller**

*The article presents static and dynamic calculations. The resulting formulas for determining the internal force factors generated in the cross section. Based on the physical and mechanical parameters of the roller at different values of the elastic coefficients, the elastic elements determine the factors of the deformation coefficient and internal forces. Graphical dependences of mechanical parameters were obtained in MAPLE-17.*

УДК 621.983.5

**Д.М. БЕРДИЕВ, Б.М. САЙДУМАРОВ, Р.К. ТАШМАТОВ**

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРОКАТКИ**

Прокатке подвергается большое количество металла, чем любым другим методам его обработки. О методе деформации давлением довольно мало научно-технической информации. Многие научные труды по этой тематике уже не отражают современного состояния технологии прокатного производства. А это ограничивает глубину изучения данной проблемы, что сдерживает дальнейший технический прогресс в прокатном производстве.

Специалистам производства, проектировщикам, конструкторам прокатного оборудования необходимо знать и анализировать силовые условия прокатки. Не всегда просто установить взаимосвязи всех факторов, влияющих на технический прогресс прокатки.

На практике прокатного производства такие взаимосвязи и надежность их экспериментального определения совершенно невозможны, более приемлемы эмпирические расчетные формулы, пригодные для конкретных прокатных станков.

Цель статьи – рассмотрение и рекомендации методики анализа и определения контактных напряжений и прочности валков, математическое моделирование процессов прокатки.

**Методика исследования.** В статье использованы следующие методы:

- *метод линий скольжения* основан на возможности описания линий скольжения, появляющихся в условиях плоской деформации, характеристиками системы дифференциальных уравнений равновесия в частных производных при совместном решении с уравнениями состояния пластичности [1];

- *метод конечных элементов* предназначен для исследования значительных по величине деформаций. Получил развитие в работах японских ученых [2];

- *энергетический (вариационный) метод* применим для решения конкретных задач, выдвигаемых практикой [3];

- *приближенные (инженерные) методы* использованы для определения напряжений на контактных поверхностях «металл–инструмент» и при расчетах полных и удельных сил. Получили развитие и применение модели однородного изотропного жесткопластического тела, описыва-

емой приближенными основными уравнениями пластически деформируемой среды. В полученные таким образом решения вносятся поправки, отражающие реальное состояние деформируемого металла [4].

Наряду с указанными методами использовались разработанные нами математические модели процесса холодной прокатки полос.

Каждый из указанных методов совершенствуется в связи с необходимостью учета большего числа факторов, реально воздействующих на процесс деформирования, а также с повышением требований математической строгости.

По мере расширения возможностей методов, используемых в теории прокатки, расширяется и круг решаемых вопросов. Если в начальной стадии эта теория использовалась лишь для определения деформирующих сил, то в настоящее время для оценки допустимого формоизменения, определения характера течения металла заготовки и оценка свойств, полученных в результате процесса прокатки [5].

Следует отметить, что различные методы анализа процессов деформирования дополняют друг друга. В ряде случаев полезные для практики результаты могут быть получены разумным комбинированием различных методов.

Посредством использования методов был проведен анализ влияния температуры на механические свойства металла. Критерием применимости теоретических решений, полученных указанными методами, может быть соответствие результатов анализа данных практики и экспериментальных исследований.

В настоящее время можно считать экспериментально установленным [6], что при пластическом деформировании с расчетом нормальных напряжений касательные контактные напряжения  $\tau_k$  возрастают первоначально по закону, близкому к линейному, а затем по кривой, асимптотически приближаясь к некоторому постоянному значению.

При достижении нормальными напряжениями этого значения рост касательных напряжений замедляется и с ростом нормальных они стремятся асимптотически к некоторому пределу и далее остаются постоянными.

Приведенный предел при наличии неразрушаемой пленки смазочного материала характеризуется качеством обработки контактных поверхностей валков. При сухом трении (т.е. при отсутствии смазочного материала) предельное касательное напряжение после, которого скольжение металла по контактным поверхностям уже становится невозможным, равно

$$\tau_k = \tau_s = \sigma_s / \sqrt{3}.$$

Рассмотрим изменение касательных контактных напряжений при прокатке. Этому процессу свойственна особенность наличия контактной поверхности линии раздела течения, на которой касательные напряжения равны нулю. В обе стороны вдоль горизонтальной оси от нейтральной линии касательные напряжения имеют противоположное направление. Поскольку скачкообразное изменение знака касательных напряжений невозможно, то в области нейтрального сечения имеются зоны, в которых касательные напряжения плавно снижаются от максимального значения в какой-то точке контактной поверхности до нуля. Эти зоны обычно называют застойными, или зонами прилипания, поскольку внутри них движение металла вдоль контактных поверхностей заторможено.

**Результаты исследования.** Экспериментально установлено, что характер распределения касательных напряжений на контактных плоскостях при прокатке зависит, главным образом, от двух факторов – геометрии обрабатываемого изделия и контактных сил трения [7]. Последние определяются шероховатостью обработки поверхностей, а также качеством технологического материала.

Для промежуточных значений касательных контактных напряжений  $0 \leq \tau \leq k$  введем понятие «интегральное (усредненное) контактное напряжение».

Пусть контактная поверхность полосы длиной  $l$  вдоль координатной оси  $y$  (в декартовых, цилиндрических или сферических координатах) по направлению течения металла делится на  $m$  участков, длина каждого из которых равна  $L_n$ . Началом каждого последующего участка является конец предыдущего участка.

Рассмотрим  $\tau_k = \tau_k(\tau_n)$ , закономерность изменения  $\tau_{kn}$  в направлении оси  $y$  на данном участке. Среднеинтегральное касательное напряжение в этом случае будет иметь вид

$$\tau_{\kappa_i} = \frac{1}{L} \left[ \int_0^1 \tau_{\kappa_i}(\tau_1) dL + \int_0^2 \tau_{\kappa_i}(\tau_2) dL + \dots + \int_{m-1}^m \tau_{\kappa_i}(\tau_m) dL \right] = \frac{1}{L} \sum_1^m \tau_{\kappa_n}(\tau_n). \quad (1)$$

Назовем фактором трения среднеинтегральное касательное контактное напряжение к максимально возможному значению касательного напряжения:

$$f_i = \frac{\tau_{\kappa_i}}{\tau_{\kappa_{\max}}} = \frac{\tau_{\kappa_i}}{k} = \frac{1}{kL} \sum_1^m \tau_{\kappa_n}(\tau_n). \quad (2)$$

Таким образом, коэффициент  $f_i$  отражает собой какую долю контактное напряжение (среднее интегральное)  $\tau_{\kappa_i}$  составляет от максимального значения касательного напряжения при пластической деформации металла, равного  $k$ .

Введем другое понятие. Назовем интегральным условным коэффициентом трения выражение

$$\mu_i = \tau_{\kappa_n} / (2k) = f_i / 2, \quad (3)$$

т.е. интегральный условный коэффициент трения равен половине фактора трения.

Хотя коэффициент  $\mu_i$  формально не согласуется с установленным понятием коэффициента трения как отношения касательного напряжения к нормальному [8], мы тоже рекомендуем применять этот коэффициент при решении технологических задач со сложным распределением касательных напряжений, так как это позволяет уменьшить трудоемкость многих математических вычислений без ущерба для точности искомого результата.

Для сталей с высоким содержанием легирующих элементов значения временного сопротивления и напряжения текучести существенно выше, чем для углеродистых и низколегированных конструкционных сталей.

Предварительно всесторонне деформированный металл достаточно точно удовлетворяет условиям непрерывности и изотропного состояния среды (в I и II керновых клетях). Металл, подвергнутый термообработке, удовлетворяет условию изотропного состояния среды (будучи квазиизотропным). Следовательно, к металлу, подвергнутому обработке давлением (прокатке) и надлежащей термической обработке, допустимо и целесообразно применение уравнений механики сплошной однородности и изотропной среды.

Металл, деформируемый при температуре ниже температуры рекристаллизации, в неоднородном температурном поле с разными степенями и скоростями деформации (прокатки), а также подвергнутый воздействию излучения, не удовлетворяет условиям однородности и изотропному состоянию среды.

В процессе прокатки происходит изменение во взаимном расположении поперечных сечений материала, вызываемое тем, что в части продольных волокон по одну сторону от нейтральной линии образуются остаточные удлинения, а по другую сторону – остаточные напряжения. Указанное выше приводит к тому, что в таком материале возникают значительные остаточные напряжения, величина которых может достигать предела текучести и даже предела прочности. Наличие таких остаточных напряжений приводит к тому, что такие валки в результате холодной прокатки приобретают ряд особых механических свойств.

Приведенные выше механические свойства валков проявляются в том, что нарушается их геометрическая форма, например, прогиб. Эти изменения формы валков могут простираются по всей длине или быть местным и разным по величине и направлению в зависимости от величины и направления деформаций при прокатке.

Причиной изменения геометрической формы является нарушение равновесия между остаточными напряжениями и их перераспределением, что неизбежно приводит к изменению формы валков.

При математическом анализе прокатки и изгиба валков в общем виде встречаются значительные трудности, связанные с большой неравномерностью напряженно-деформированного состояния по толщине раската и сложного характера упрочнения материала при пластическом деформировании.

При выборе зависимости между напряжениями и деформациями исходим из гипотезы об единой кривой истинных напряжений для всех видов формоизменения, т.е. упрочнение материала в наружной и внутренней зонах деформируемого материала считаем зависящим только от степени деформации.

Объемный чисто-пластический изгиб соответствует прогибу валка, который характеризуется значительной величиной деформации, и резко выраженным объемным напряженно-деформированным состоянием.

Линейный изгиб соответствует прогибу валка, когда напряженно-деформированное состояние принимается линейным, так как объемность напряженно-деформированного состояния сказывается незначительно и им можно пренебречь.

Средняя упругодеформированная зона также еще мала по величине и можно считать, что все подвергнутое перегибу сечение изгибаемого валка пластически деформировано.

Упругопластический изгиб начинается с перехода деформаций в крайних слоях из упругой области в пластическую и эта стадия изгиба характеризуется значительной величиной средней упругодеформированной зоны. Величина деформаций соответствует первому и второму участкам диаграммы истинных напряжений [8].

Оценим распределение напряжений по толщине полосы при упругопластическом изгибе. Изгибающий момент валка, симметричного по отношению к нейтральному слою, будет проходить по середине сечения и распределение напряжений будет иметь вид как на рис. 1.

Функциональная зависимость напряжений от координаты выразится в упругой зоне в виде

$$\sigma_1 = \sigma_{02} \cdot \frac{y}{y_{06}}, \quad (4)$$

в пластической зоне

$$\sigma_2 = \sigma_{02} + E_y(y - y_{02})R. \quad (5)$$

В общем виде изгибающий момент будет равен

$$M = 2\sigma_{02} \int_0^{y_{02}} bx \frac{y}{y_{02}} y dy + 2 \int_{y_{02}}^{d/2} bx \left[ \sigma_{02} + \frac{E_y}{R}(y - y_0) \right] y dy. \quad (6)$$

После интегрирования и подстановки

$$Y_{02} = R \frac{\sigma_{02}}{E}; \quad r \approx \frac{R}{d}; \quad j = \frac{E_y}{\sigma_{02}}.$$

Получим

$$M = \left[ 1.5 - 2r^2 \left( \frac{\sigma_{02}}{E} \right)^2 + \frac{1}{r} + 3 \frac{\sigma_{02}}{E} - 4r^2 \left( \frac{\sigma_{02}}{E} \right) \frac{j_0}{2} \right] W \cdot \sigma_{02}, \quad (7)$$

где выражение в квадратных скобках является относительным изгибающим моментом:  $m = M / W$  – масса валка;  $\sigma_{02}$  – радиус слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения;  $r$  – относительный радиус слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения.

Из уравнения (7) видно, что влияние упругоформированной зоны заметно сказывается при правке полос с небольшими прогибами валков, а с увеличением величины прогиба ее влияние становится незначительным.

При прокатке, когда относительный радиус  $r < 200$ , повышение изгибающего момента от упрочнения материала получается меньше 2%, поэтому при упругопластическом изгибе можно им пренебречь. Тогда уравнение (7) примет вид

$$M = \left( 1.5 - \frac{2r^2 \sigma_{02}^2}{E^2} \right) W \cdot \sigma_{02}.$$

Для упругопластического изгиба остается справедливой известная анамнестическая зависимость [9]

$$\frac{1}{R_{np}} = \frac{M}{EY}, \quad (8)$$

так как принятые допущения при выводе этого уравнения будут давать наименьшие погрешности.

При поперечном изгибе в отличие от чистого валок находится под действием изгибающего момента и поперечных сил. От изгибающего момента в валке возникают нормальные напряжения, а от поперечных сил – касательные.

При поперечном изгибе кривизна должна изменяться в зависимости от длины, так как изменение величины изгибающего момента по длине валка для наиболее распространенной схемы



изгиба, т.е. прогибе валка, опирающегося на две опоры, сосредоточенной по середине силой, выразится формулой

$$M_x = 2M \cdot \frac{x}{L}. \quad (9)$$

Последовательность протекания поперечного изгиба теоретически можно представить в следующем порядке: в начале деформирования происходит упругий прогиб валка с переменной кривизной по его длине, где изгибающий момент достигает наибольшей величины, в крайних слоях поперечного сечения возникают пластические деформации, которые при дальнейшем прогибе распространяются в обе стороны.

Влияние касательных напряжений на напряженно-деформируемое состояние изгибаемого валка слабо исследовано теоретически [10].

Рассмотрим действие касательных напряжений при упругоклассическом изгибе, который является наиболее общим следствием прогиба валка.

Выделим на изгибаемом валке участок, ограниченный поперечными сечениями, которые расположены друг от друга на расстоянии  $dx$  (рис.2). В сечении  $a_1b_1$  будет действовать изгибающий момент  $M$ , а в сечении  $a_1b_1$ – изгибающий момент  $M + dM$ .

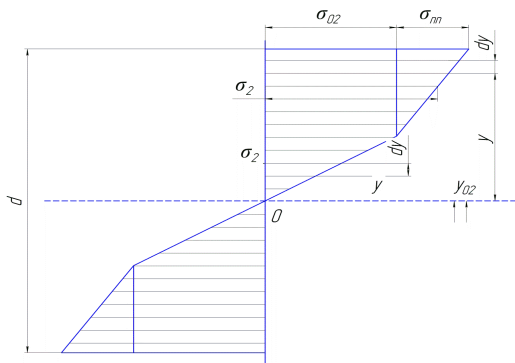


Рис. 1. Схема распределений напряжений на валки при упругопластическом изгибе

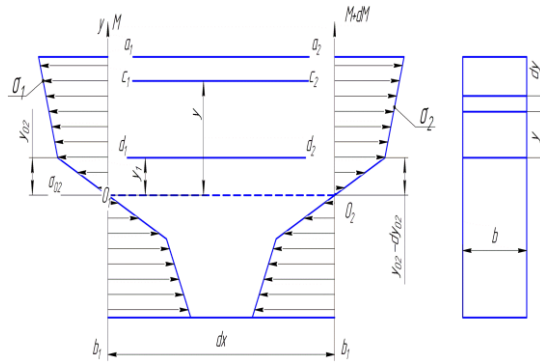


Рис. 2. Схема действия нормальных и касательных напряжений при упругопластическом изгибе валков

В первом сечении пластическая зона отстоит от нейтрального слоя на расстоянии  $Y_{02}$ , а во втором сечении – на расстоянии  $Y_{02} + dy_{02}$ . В пластической зоне в сечении  $a_1b_1$

$$\sigma_1 = \sigma_{02} + \frac{E_y}{R_1} (y - y_{02}).$$

В сечении  $a_1b_1$

$$\sigma_2 = \sigma_{02} + \frac{E_y}{R_2} [y - (y_{02} - dy_{02})]. \quad (10)$$

Выразим в этих уравнениях значения через величины  $Y_{02}$  и  $Y_{02} + dy_{02}$ .

Тогда получим

$$\sigma_1 = \sigma_{02} \left[ 1 + \frac{E_y}{E} \left( \frac{Y}{Y_{02}} \right) - 1 \right], \quad (11)$$

$$\sigma_1 = \sigma_{02} \left[ 1 + \frac{E_y}{E} \left( \frac{Y}{Y_{02} - dy_{02}} \right) - 1 \right]. \quad (12)$$

В упругой зоне в сечении  $a_1b_1$

$$\sigma_1' = \frac{Y}{Y_{02}} \sigma_{02}, \quad (13)$$

$$\sigma_2' = \frac{Y}{Y_{02} - dY_{02}} \sigma_{02}. \quad (14)$$

Рассмотрим касательные напряжения в валке, как в стержневой системе и определим зависимость касательных напряжений в пластической зоне из условия равновесия параллелепипеда сечением  $a_1 a_2 c_1 c_2$  (сумма проекций сил на горизонтальную ось равна нулю) [4]

$$\int_y^{d/2} \sigma_1 b dy - \int_y^{d/2} \sigma_2 b dy + \tau_{nz} b dx = 0. \quad (15)$$

После интегрирования и преобразований получим значения касательных напряжений в пластической зоне

$$\tau_{nz} = \frac{E_y}{E} \cdot \frac{\sigma_{02}}{2} \cdot \frac{d^2}{y_{02}^2} \cdot \frac{dy_{02}}{dx}. \quad (16)$$

Определяем зависимость касательных напряжений в упругой зоне из условия равновесия параллелепипеда сечением  $a_1 a_2 d_1 d_2$  шириной в

$$\int_y^{y_{02}} \sigma_1 b dy + \int_y^{d/2} c_1 b dy - \int_y^{y_{02}-dy_{02}} \sigma_2 b dy - \int_{y_{02}-dy_{02}}^{d/2} \sigma_2 b dy + \tau_{nz} b dx = 0. \quad (17)$$

После интегрирования и преобразований получаем значения касательных напряжений в упругой зоне [11]

$$\tau_{nz} = \frac{\sigma_{02}}{2} \cdot \frac{(y_{02}^2 - y^2) + \frac{E_y}{E} \left( \frac{d^2}{4} - y_{02}^2 \right)}{y_{02}^2} \cdot \frac{dy_{02}}{dx}. \quad (18)$$

Находим  $dy_{02}$  путем дифференцирования уравнения (4), в котором значения  $\sigma$  заменим через

$$dy_{02} = \frac{y_{02}^2 d^2 dM}{4 \left[ y_{02}^3 + \left( \frac{n^3}{8} - y_{02}^3 \right) \right] W \sigma_{02}}. \quad (19)$$

Подставляя значение  $dy_{02}$  в уравнения (17) и (18) и заменяя  $dM/dx$  и  $W$  соответственно через  $Q$  и  $Fd/6$ , получим следующие расчетные уравнения для касательных напряжений [12]:

$$\tau_{nz} = \frac{3}{4} \cdot \frac{Q}{F} \cdot \frac{d \left( \frac{d^2}{4 - y^2} \right)}{\frac{d^3}{8} + \left( \frac{E}{Ey} - 1 \right) y_{02}^3}, \quad (20)$$

$$\tau_{yz} = \frac{3}{4} \cdot \frac{Q}{F} \cdot \frac{d \left[ \left( \frac{d^2}{4} - y^2 \right) + \frac{E}{Ey} (y_{02}^2 - y^2) \right]}{\frac{d^3}{8} + \left( \frac{E}{Ey} - 1 \right) y_{02}^3}. \quad (21)$$

Максимальное значение касательных напряжений будет на нейтральном слое, т.е. при  $y=0$ , тогда уравнение (21) примет вид

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{F} \cdot \frac{\frac{d^3}{8} + \left( \frac{E}{Ey} - 1 \right) \frac{d}{2} \cdot y_{02}^2}{\frac{d^3}{8} + \left( \frac{E}{Ey} - 1 \right) y_{02}^3}. \quad (22)$$

**Выводы.** Определена методика проведения анализа автоматизации и контактных напряжений при прокатке углеродистых и низколегированных сталей. Установлено, что значение текущей температуры выше 1200 °С относительно мало зависит от химического состава сталей. Основными технологическими факторами в процессе пластического деформирования при прокатке выделены температура, степень и скорость деформации, а также внешнее трение на контактных поверхностях инструмента (валок).

Разработана математическая модель процесса холодной прокатки полос для определения нагрузки, действующей на клетки прокатного стана и обоснованы допущения, позволяющие построить расчетные схемы прогиба валков во время процесса прокатки в стационарном режиме.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Скороходов А.Н., Полухин П.И., Илюкович Б.М., Хайкин Б.Е., Скороходов Н.Е. Оптимизация прокатного производства. М.: Metallurgiya, 2013. – 432 с.
- [2] Брахман Т.Р. Многокритериальность и выбор альтернатив в технике. М.: Радио и связь, 2004. – 288 с.
- [3] Farlik A., Ondracek E. Teorie dynamicheho tvareni. Praha, SNTL, 2008. – 276 s.
- [4] Понтрягин А.С., Болтянский В.Г., Мищенко Е.Ф. Математическая теория оптимальных процессов. М.: Наука, 2003. – 392 с.
- [5] Drastik F., Elfmark J.L. Plastometry a zkouseni tvari telnosti. Praha, SNTL, 2017.–257 s.
- [6] Третьяков А.В. Теория, исследования, расчет станов холодной прокатки. М.: Изд-во «Металлургия», 2009. №12. С. 35–37.
- [7] Полухин П.И. Стойкость валков непрерывных станов холодной прокатки тонких листов // Известия вузов, Черная металлургия. М.: 2001. № 7. С. 76–79.
- [8] Полухин П.И. Изучения напряжений и деформаций валков стана кварты оптическим методом // Известия вузов, Черная металлургия. М.: 2000. № 2. С. 43–48.
- [9] Выдрин В.Н., Федосиенко А.С., Крайнее В.И. Процесс непрерывной прокатки. М.: Металлургия, 2000. – 456 с.
- [10] Гун Г.Я. Математическое моделирование процессов обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 2003. – 352 с.
- [11] Югай С.С., Клейнер Л.М., Шоцев А.А., Митрохович И.Н. Структурная наследственность в низкоуглеродистых мартенситных сталях // Металловедение и термическая обработка металлов. М.: 2014. №12. С. 45–51.
- [12] Леванов А.Н., Колмогоров В.Л., Буркин С.П. Контактное трение в процессах обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 2006. – 416 с.

Ташкентский государственный технический университет  
имени Ислама Каримова

Дата поступления  
25.02.2020.

***Д.М. Бердиев, Б.М. Сайдумаров, Р.К. Ташматов. Контактли зўриқишларни аниқлаш ва прокат жараёналарини математик моделлаштириш усули***

*Ушбу мақолада прокатлашга таъсир қилувчи кучланишларнинг таъсири, ишлаб чиқаришни автоматлаштириш ва валикларни нухталигини ошириш усуллари таҳлили кўриб чиқилган, прокатлашда пластик деформациялаш жараёнига таъсир қилувчи технологик омиллар, металнинг структуравий ўзгаришига деформацияланиш тезлигини таъсири, изотроп ҳолатдаги муҳитда бир тизимдаги структураларни олиш шароити аниқланган. Полосани совуқ ҳолда прокатлаш жараёнидаги прокат станинанинг клетига таъсир этишида тушадиган кучнинг математик модели ишлаб чиқилган ва стационар режимда прокатлаш жараёнида жўваларнинг букилиш ҳисоб-китоб схемаларини қуриш имконини берувчи ҳолатлар асосланган.*

***Д.М. Бердиев, В.М. Saydumarov, R.K. Tashmatov. Method for determining contact stresses and mathematical modeling of rolling processes***

*The work deals with the influence of stress contacts during rolling, the analysis of the technique for increasing the strength of rolls and the automation of production, the main technological factors determining the process of plastic deformation during rolling, the influence of deformation rates on changes in the structure of the metal are determined. The metal structure and the isotropic state of the medium are satisfied. A mathematical model of cold scrolling has been developed to determine the load acting on the cell, and for reasonable assumptions that allow constructing calculation schemes for starting the rental process in a stationary mode.*

СПОСОБЫ УСИЛЕНИЯ ВНЕЦЕНТРЕННО СЖАТЫХ ЭЛЕМЕНТОВ УВЕЛИЧЕНИЕМ ПЛОЩАДИ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ

К внецентренно сжатым элементам мостовых конструкций относятся опоры-стенки, столбы, стойки и сваи железобетонных мостовых сооружений. Сваи и стойки ввиду меньшего поперечного сечения по сравнению со столбами и опорами-стенками обладают наименьшим запасом несущей способности и поэтому именно они чаще всего нуждаются в усилении.

Первые описания и упоминание усиления железобетонных конструкций в технической литературе относятся к 1919 г. когда инженер В.А. Струве выполнил усиление железобетонных балок устройством железобетонной обоймы с поперечной арматурой в виде обмотки.

Всё многообразие способов усиления конструкций, описанных в технической литературе [1–6], можно разделить на три типа: усиление путем повышения прочности материала усиливаемого элемента, усиление путем увеличения площади поперечного сечения, усиление путем изменения статической схемы конструкции.

По форме поперечного сечения элемента усиления можно выделить три типа конструктивного решения усиления увеличением площади поперечного сечения: железобетонная обойма, железобетонная рубашка, наращивание сечения.

Железобетонная обойма состоит из тонкого армированного слоя бетона, охватывающего усиливаемый элемент с четырех сторон (рис.1). Наиболее широкое применение при реабилитации транспортных сооружений железобетонные обоймы нашли при усилении столбов и стоек опор автодорожных мостов. В этом случае достигаются наибольшая конструктивная эффективность и простота устройства.

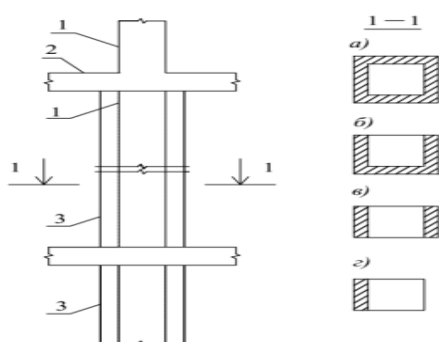


Рис. 1. Конструктивные решения усиления столбов опоры увеличением площади поперечного сечения: а – железобетонная обойма; б – наращивание сечения; в – двухсторонне наращивание; г – односторонне наращивание; 1 – опора; 2 – элемент пролетного строения; 3 – элемент усиления

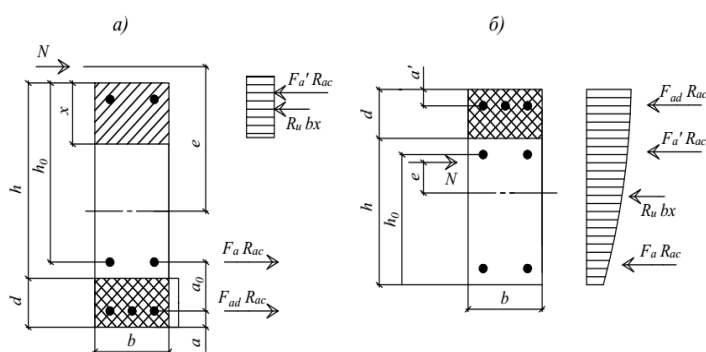


Рис. 2. Расчётная схема для расчёта прочности поперечного сечения: а – для случая больших эксцентриситетов, б – для случая малых эксцентриситетов

Железобетонная рубашка состоит из тонкого армированного слоя бетона, охватывающего усиливаемый элемент с трёх сторон.

Наращивание сечения представляет собой дополнительный армированный слой бетона, устраиваемый одной из сторон.

Для усиления опор могут применяться различные варианты обойм, рубашек, наращиваний сечения, отличающиеся основным материалом (бетон, полимербетон, фибробетон), типом продольного армирования (стержневая арматура, жёсткая арматура из уголков), типом поперечного армирования (сварные стержни, гнутые хомуты, спиральное, армирование), конструктивными решениями контактного шва (наличие шпонок, нагелей, обработки контактного шва полимерными составами).

К настоящему времени накоплен большой опыт проектирования усиления. Как правило, толщина и армирование элемента усиления принимаются, согласно требованиям нормативных документов по сборно-монолитным конструкциям, а также различным указаниям и рекомендациям по проектированию усиления [7–8].

Работа усиленного сжатого элемента в значительной степени отличается от работы обычно сжатого элемента. Это связано с тем, что на момент усиления элемент, подлежащий усилению, находится под нагрузкой, бетон в пределах поперечного сечения усиленного элемента имеет разные деформативные и прочностные характеристики и подвержен неравномерным деформациям ползучести и усадки, усилия на элемент усиления передаются через усиливаемый элемент.

К числу первых публикаций, в которых описываются основы расчета и конструирования усиления железобетонных элементов увеличением площади поперечного сечения, относится работа Н.М. Онуфриева [9]. В предложенных им методиках расчёта поперечное сечение усиленного элемента рассматривается как монолитные (рис. 2), характеристики материалов принимаются приведёнными.

Расчёт поперечного сечения в случае больших эксцентриситетов для двухстороннего наращивания сечения выполняется по методу предельных усилий согласно выражениям:

при  $a_0 \leq 0.5(h + d - x)$ :

$$Ne - F'_a R_{ac} (h_0 - a' + a_0) - bx R_u (h_0 - a' + a_0) + F_a R_a a_0 \geq 0;$$

при  $a_0 > 0.5(h + d - x)$ :

$$Ne - F'_a R_{ac} (h_0 - a' + a_0) - bx R_u (h_0 - a' + a_0) + 0,8 F_a R_a a_0 \geq 0,$$

где  $N$  – продольная сила или нормальная сила;  $e$  – эксцентриситет приложения силы;  $F'_a$ ,  $F_a$  – площадь сжатой и растянутой арматуры наращивания;  $R_{ac}$  – расчётное сопротивление сжатой и растянутой арматуры;  $R_u$  – приведённое расчётное сопротивление бетона;  $b$  – ширина поперечного сечения;  $h$ ,  $h_0$  – высота сечения и рабочая высота сечения;  $a'$ ,  $a$  – защитный слой сжатой и растянутой арматуры колонны и наращивания;  $a_0$  – расстояние между центрами тяжести стержней арматуры колонны и наращивания;  $d$  – толщина наращивания;  $x$  – высота сжатой зоны.

В случае малых эксцентриситетов предлагается использовать одностороннее наращивание, прочность которого необходимо оценивать по выражению

$$Ne - 0,4 R_u b (h_0 + d)^2 - F'_a R_{ac} (h_0 - a') - F_{ad} R_{ac} (h_0 + d - a'_1) \geq 0. \quad (1)$$

В исследованиях С.Т. Захарова [10] несущую способность усиленных элементов предлагается оценивать по методу предельных усилий, но с введением экспериментальных поправочных коэффициентов, учитывающих начальные напряжения до усиления.

Согласно рекомендациям 1974 г. по усилению конструкций, несущую способность элемента, усиленного железобетонной обоймой, предлагается оценивать, как для центрально сжатого элемента, но с учётом продольного изгиба и способа передачи нагрузки на обойму:

$$N \leq m \varphi (R_b A_b + R_s A_s + m_b R'_b A'_b + R''_s A''_s), \quad (2)$$

где  $N$  – предельная продольная сила;  $m$  – коэффициент равный 1 при  $h > 20$  см, и 0.9 – при  $h < 20$  см;  $\varphi$  – коэффициент продольного изгиба;  $R_b$ ,  $R'_b$  – расчётное сопротивление бетона соответственно колонны, обоймы;  $R_s$ ,  $R''_s$  – расчётное сопротивление арматуры соответственно колонны, обоймы;  $A_b$ ,  $A'_b$  – площадь поперечного сечения соответственно колонны, обоймы;  $A_s$ ,  $A''_s$  – расчётное сопротивление арматуры соответственно колонны, обоймы;  $m_b$  – эмпирический коэффициент условий работы бетона, принимаемый равным 1 при передаче нагрузки на обойму и при наличии опор снизу; 0.7 – при отсутствии опор снизу; 0.35 – без непосредственной передачи нагрузки на обойму.

Часто при расчёте прочности усиленного сжатого элемента принято пользоваться нормативными подходами расчёта, но с введением приведенных характеристик материалов и использованием различных коэффициентов, приближённо отражающих ту или иную специфику работы усиленных элементов. Подобный подход к расчёту используется в рекомендациях по усилению конструкции НИИЖБ. Согласно данным рекомендациям, для учёта наличия нагрузки на момент усиления при её значении, превышающем 65% от расчётной к сопротивлениям бетона и арматуры усиления, вводятся дополнительный коэффициент, принимаемый равным 0.8. Несущую способность поперечного сечения элемента, усиленного железобетонной обоймой, рубашкой или наращиванием сечения, предлагается оценивать по формуле

$$Ne \leq R_{b,red}bx(h_{0,red} - 0.5x) + R_{sc}A'_{s,red}(h_{0,red} - a') \quad (3)$$

где  $N$  – предельная продольная сила;  $e$  – эксцентриситет приложения силы;  $b$  – ширина поперечного сечения;  $x$  – высота сжатой зоны;  $R_{sc}$  – расчётное сопротивление сжатой арматуры колонны;  $a'$  – защитный слой сжатой арматуры обоймы;  $R_{b,red}$  – приведённое расчётное сопротивление бетона, определяемое по формуле

$$R_{b,red} = \frac{R_b A_b + R_{b,ad} A_{b,ad}}{A_b + A_{b,ad}} \quad (4)$$

$A'_{s,red}$  – приведённая площадь сжатой арматуры, определяемая по формуле

$$A'_{s,red} = A'_s + R_{sc,ad} \frac{A'_{s,ad}}{R_{sc}} \quad (5)$$

$h_{0,red}$  – приведённая рабочая высота сечения, определяемая по формуле

$$h_{0,red} = h_0 + a_{red} \quad (6)$$

В формулах (4) – (6)  $R_b$ ,  $R_{b,ad}$  – расчётное сопротивление бетона соответственно опоры и обоймы;  $A_b$ ,  $A_{b,ad}$  – площадь поперечного сечения бетона соответственно опоры и обоймы;  $A'_s$ ,  $A'_{s,ad}$  – площадь сжатой арматуры обоймы соответственно опоры и обоймы;  $R_{sc}$ ,  $R_{sc,ad}$  – расчётное сопротивление арматуры соответственно опоры и обоймы;  $a_{red}$  – расстояние от центра тяжести растянутой арматуры усиливаемого элемента до общего центра тяжести растянутой арматуры опоры и дополнительной арматуры усиления.

**Разработчиками данных рекомендаций** Е.А. Рабиновичем, И.М. Подлегаевым, А.В. Царинным, Я.И. Табачишиным, Л.И. Вишняковым были выполнены экспериментальные исследования колонн, усиленных железобетонными обоймами [8]. Ими рассматривалось влияние предварительного нагружения, а также наличия насечек на боковой поверхности на прочность элементов. Авторами установлено, что наличие нагрузки до усиления, не превышающей 60% от расчётной нагрузки, не оказывает существенного влияния на прочность усиленных элементов. В исследованиях также установлено, что наличие насечек не оказывает существенного влияния на совместность работы колонн с обоймами.

Действующие сегодня в республике мосты построены в 1970–1980 гг. За последние 15 лет у значительной части расширенных мостов была снижена несущая способность из-за ошибок проектирования при их реконструкции. Основная ошибка в том, что в большинстве случаев отсутствуют связи между элементами старого промежуточного устройства и новыми расширяющими элементами, которые осуществляются методом дополнительных элементов. Меры по расширению опор проводились путем добавления к фундаменту без принятия мер против неравномерного проседания старых и новых частей.

Кроме того, из-за неоднородности и неровностей конструкций проезжая часть повреждена, что приводит к разрушению конструкций в результате фильтрации воды, что, в свою очередь, снижает их долговечность.

Для повышения прочности и долговечности опор железобетонных мостов на автомобильных дорогах рекомендуется принять следующие меры:

1. Для действующих мостов:

➤ обеспечение эксплуатационной надежности. Дефекты конструкции в основании моста должны быть немедленно зарегистрированы и приняты необходимые меры. Способы выполнения ремонтных работ указаны в нормативных документах;

➤ изучение и исследование различных дефектов, влияющих на несущую способность и долговечность опор моста. В настоящее время эта проблема решена только в отношении трещин в железобетонных конструкциях.

2. По реконструкции новых и существующих опор моста:

➤ учитывать требуемую длительную стойкость опор мостовидных протезов к физической эрозии в зависимости от условий их эксплуатации, внешних воздействий, материала, системы и способа подготовки;

➤ изучить и учесть периоды духовного разрушения, особенно фундаментов, с учетом относительно большой физической долговременной прочности этих элементов моста;

➤ - при превышении сверхнормативных грузов следует учитывать возможность их рационального усиления, обеспечивая тем самым прочность опоры моста.

Однако практическое применение теории прочности и преобладания железобетонных опор мостов настолько сложно, что останется предметом многих лет научных исследований и разработок.



Рис. 3. Силовые трещины в сваях моста



Рис. 4. Коррозия бетона по причине солевой агрессии автодорожного мост

Во многих исследованиях отмечается, что усиление изгибаемых и сжатых железобетонных элементов увеличением поперечного сечения с использованием железобетона остаётся одним из наиболее эффективных способов благодаря своим преимуществам: увеличение несущей способности до 70%; снижение гибкости; высокая огнестойкость и как следствие – отсутствие необходимости дополнительной обработки; стойкость к агрессивным средам, возможность выбора характеристик материала и формы поперечного сечения.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ашрабов А.А., Раупов Ч.С. Реконструкция и восстановление эксплуатируемых сооружений на железнодорожном транспорте. ТашИИТ. Часть I и II. 2006. – 82 и 96 с.
- [2] Гучкин И.С. Диагностика повреждений и восстановление эксплуатационных качеств конструкций // Учеб. пособие для студ. вузов. М.: СВ. 2001.
- [3] Дементьев В.А., Волокитин В.П., Анисимова Н.А. Усиление и реконструкция мостов на автомобильных дорогах // Учеб. пособие для вузов. Воронеж, 2006.
- [4] ИКН 100-14 «Инструкция по содержанию и текущему ремонту мостовых сооружений и водопропускных труб на автомобильных дорогах». Ташкент, 2014.
- [5] Физдель И.А. Дефекты в конструкциях, сооружениях и методы их устранения. 2-е изд., перераб.идоп. М.: Стройиздат, 1987. – 336 с.
- [6] Шилин А.А., Пшеничный В.А., Картузов Д.В. Усиление железобетонных конструкций композиционными материалами. М.: Стройиздат, 2004. – 144 с.
- [7] ШНК 2.05.03-12 «Мосты и трубы». Госархитектстрой Республики Узбекистан. Ташкент, 2011. – 400 с.
- [8] Рекомендации по усилению железобетонных конструкций зданий и сооружений под нагрузкой в условиях реконструкции. Киев, 1990.
- [9] Онуфриев Н.М. Усиление железобетонных конструкций промышленных зданий и сооружений. Л.: Стройиздат, 1965. 342с.
- [10] Захаров С.Т. Исследование некоторых способов усиления железобетонных колонн с малым эксцентриситетом. // Автореф. дис. .... канд. техн. наук: Л., 1974. – 24 с.
- [11] Санжаровский К.С., Астафьев Д.О., Улицкий В.М., Зибер Ф. Усиление при реконструкции зданий и сооружений. Устройство и расчеты усиления зданий при реконструкции. СПб.: СПб гос. архит.-строит. ун-т, 1998. – 637 с.
- [12] CEB-FIP Eurocode 2: Design of Concrete Structures. Part1: General Rules and Rules for Buildings, ENV 1992-1-1. Brussels: CEN, 1991. – 253 p.
- [13] Байбулатов Х.А., Бердибаев М.Ж. Дефекты и повреждения мостовых конструкций и их влияние на потребительские свойства мостов. // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2018. № 4. С.103–106.

**Т.Р. Рашидов, Х.А. Байбулатов, М.Ж. Бердибаев. Кўприк конструкцияларининг нуқсонлари, бузилишлари ва уларнинг кўприк эксплуатацион хоссаларига таъсири**

*Мақолада кўприклар конструкцияларини қурилиш ва эксплуатация жараёнида пайдо бўлган нуқсонлар ва шикастланишлар билан боғлиқ, физик эскириши келтирилган. Кўприк конструкцияларини турли кўринишдаги нуқсонлари, бузилишлари ва уларнинг кўприклар эксплуатацион хоссаларига таъсири ўрганилган.*

**T.R. Rashidov, H.A. Baybulatov, M.J. Berdibaev. Defects and damage to bridge structures and their influence on consumer properties of bridges**

*The article presents the physical wear of bridges associated with defects and damage to structures obtained during construction and maintenance. Various types of defects and damage to bridge structures and their influence on consumer properties of bridges were studied.*

УДК 539.3

**И. МИРЗАЕВ, Э.А. КОСИМОВ**

## **ВОЗДЕЙСТВИЕ ГАРМОНИЧЕСКОЙ И СЕЙСМИЧЕСКОЙ ВОЛН НА ПОДЗЕМНЫЙ ТРУБОПРОВОД ПРИ РАЗНЫХ ЗЕМЛЕТРЯСЕНИЯХ**

Как известно, степень повреждения трубопроводов во время землетрясения зависит от целого ряда факторов. Это – интенсивность сейсмического воздействия и направление распространения сейсмических волн, геологические и гидрогеологические условия, глубина заложения трубопровода, эксплуатационно-технологические нагрузки и воздействия, конструкции трубопровода и стыков, характеристики материалов труб и опор, степень изношенности трубопровода [1-2].

Исследование динамических процессов в подземных сооружениях (пространственные трубопроводные системы, тоннели метрополитена и фундаменты сооружений), происходящих вследствие воздействия на них сейсмических волн, можно проводить с использованием гипотез, уравнений и методов механики деформируемого твердого тела.

Вычислительный эксперимент по расчету сооружений на наборе выбранных сейсмограмм должно проводиться при различных граничных условиях с учетом взаимодействия в системе «труба-грунт». В результате можно получить максимальные напряжения или другие величины (интенсивность напряжений, функцию накопления повреждений) для проверки критерия сейсмостойкости конструкции.

Сейсмические волны имеют сложный характер, они нестационарны, отличаются спектром частот и максимальными амплитудами колебаний, а также длительностью воздействия (от нескольких секунд до нескольких минут). Амплитудно-частотный состав сейсмограммы, эпицентр землетрясения которой расположен очень близко к объекту, зависит от глубины очага, величины освобождаемой энергии, структуры земли от очага до ее поверхности и многих других факторов [1–2]. Пространственные задачи воздействия сейсмических волн рассмотрены в [3–9].

В статье исследуется напряженное состояние на примере прямолинейных подземных трубопроводов разной длины при воздействии на них набора сейсмограмм реальных землетрясений. Сравним с воздействием гармонических волн для случая совпадения направления распространения волны с осью трубопровода. Предполагаем, что распространяющаяся сейсмическая волна задана и отраженное от трубопровода возмущение не влияет на поле перемещений в грунтовой среде. Так как длина сейсмической волны намного больше диаметра трубопровода, последнее моделируется стержнем, а взаимодействие с окружающим его грунтом – по различным упрощенным моделям. Сейсмическое воздействие, распространяющееся в грунте, передается к трубопроводу через сочетание упругих и вязких контактных элементов. Граничными условиями на торцах трубопровода примем жесткое закрепление к грунту, т.е. движется вместе с грунтом.

Для решения данной задачи применяются метод конечных элементов и неявная конечно-разностная схема аппроксимации по времени.

В практических расчетах [10–11] обычно используют в качестве сейсмического воздействия гармоническую функцию с соответствующей амплитудой и частотой. Для протяженных подземных сооружений требуется рассмотрение сейсмического воздействия в виде сейсмической волны [6]. Далее рассмотрим определение значения амплитуды и частоты волны перемещения в форме синусоиды на основе реальных записей землетрясения Газли от 15 мая 1976 г. [9]. Во время этого землетрясения было разрушено сварное соединение прямолинейного участка стальной водопроводной трубы диаметром 1.02 м и толщиной 0.008 м. В расчетах начало координат разместим на левом торце трубопровода и направим по оси трубопровода.



Так как предел упругости стали равен 180 МПа, то вычисленные для линейной задачи численным методом значения напряжения на основе инструментальной записи позволяют сделать заключение о возможности разрушения трубопровода в результате данного землетрясения, как и было в реальности.

На рис. 1 приведен метод определения доминантного периода сейсмической волны выбором максимального значения ускорения грунта и установлением значения времени его достижения, а затем из графика перемещения измеряем длину отрезка времени по одному полному колебанию значения перемещения около установленного значения времени. Следует отметить, что амплитуда гармонической волны перемещения определяется максимальным значением ускорения грунта по реальной записи землетрясения, а не максимальным значением перемещения грунта.

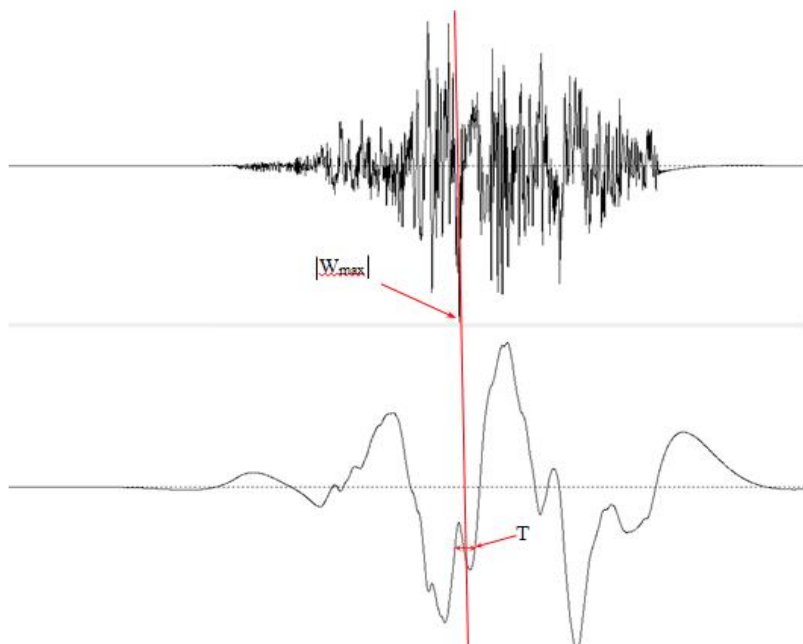


Рис. 1. Определение доминантного периода сейсмической волны

В таблице приведены значения максимальных напряжений на торцах и середине трубопровода при действии разных землетрясений. Здесь сравнение результатов воздействия Газлийского, Южно-Исландского и Бухарестского землетрясений на трубопроводы различной длины показывает, что интенсивность землетрясения определяется для подземного трубопровода не только максимальным значением ускорения грунта, но и значением доминантного периода (доминантной частоты) сейсмической волны. Это можно увидеть, сравнивая результаты расчетов по Манжилскому и Измитскому землетрясениям. Амплитудно-частотные характеристики этих землетрясений имеются в базе данных записей землетрясений [12].

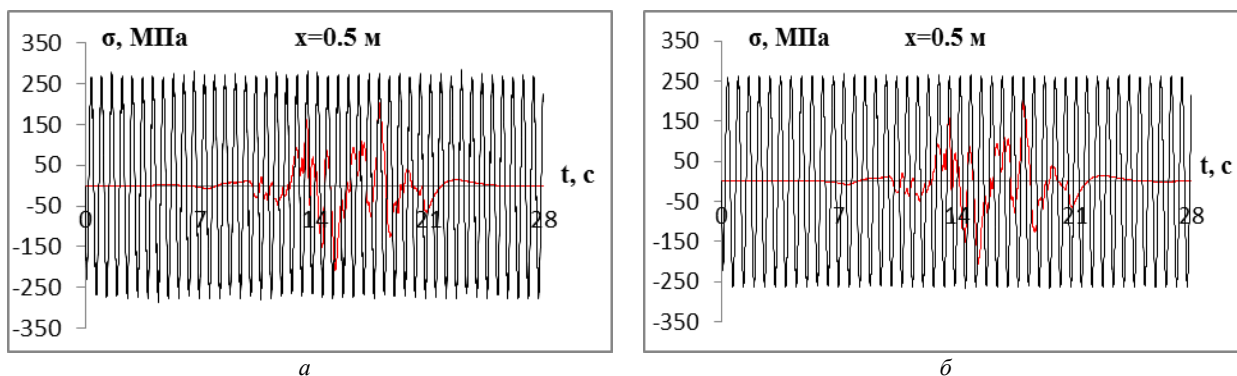


Рис. 2. Сравнение напряжений при действии гармонической волны и волны по реальной записи Газлийского землетрясения возле левого торца трубопровода: а –  $l=50$  м; б –  $l=100$  м

### Максимальные напряжения в трубопроводе при действии разных землетрясений

Территория и балльность (сейсмическая шкала интенсивности MSK-64)	Доминантный период (по реальной записи) T, с	Максимальное значение ускорения грунта w, м/с <sup>2</sup>	Вычисленное максимальное напряжение прямым методом на основе реальных записей $\sigma_{max}$ , МПа								
			длина трубопровода x=50 м			длина трубопровода x=100 м			длина трубопровода x=400 м		
			x=0.5	x=24.5	x=49.5	x=0.5	x=49.5	x=99.5	x=0.5	x=199.5	x=399.5
Газли (Узбекистан) 9+ баллов	0.63	6.67	206.1	202.1	204	205.1	201.2	204	205.1	200.1	204
Бухарест (Румыния) 8 баллов	2.3	1.939	273	273	275	273	271	275	273	271	275
Манжил (Иран) 8 баллов	0.57	1.26	50.7	50.4	50.4	50.5	49.4	50	50.5	49.1	50
Измит (Турция) 7 баллов	1.57	0.836	61.8	61.5	61.6	61.7	60.7	61.3	61.7	60.5	61.3
Южная Исландия 9 баллов	0.27	7.72	153	152	153	152	147	152	152	145	152

На рис. 2 – 6 приведены сравнения напряжений у левых торцов трубопроводов длиной 50 и 100 м при действии гармонического воздействия и реального землетрясения.

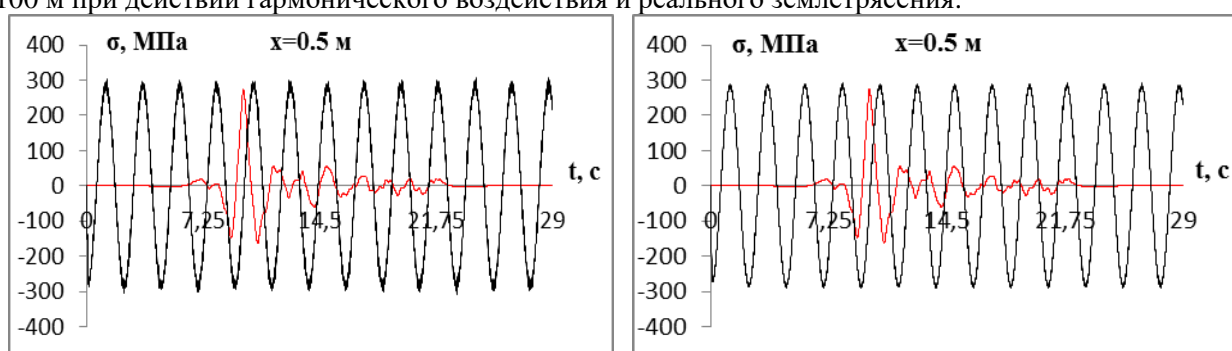


Рис. 3. Сравнение напряжений при действии гармонической волны и волны по реальной записи Бухарестского землетрясения возле левого торца трубопровода: а – l= 50 м; б – l=100 м

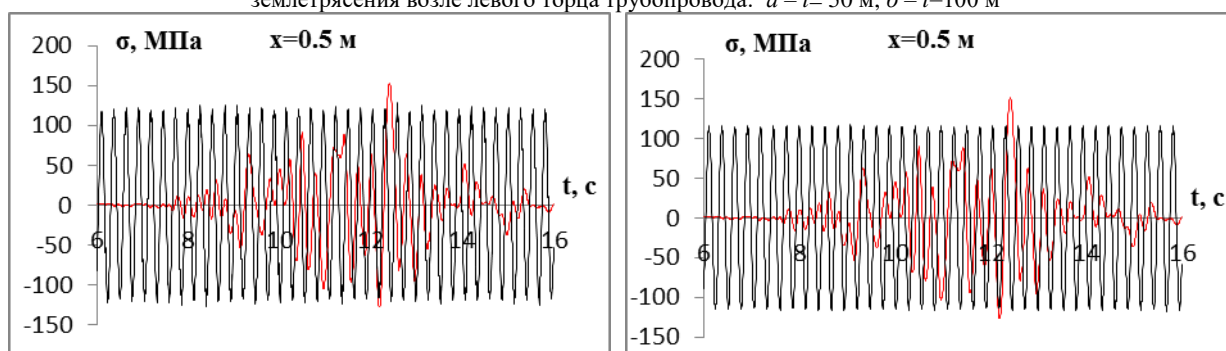


Рис. 4. Сравнение напряжений при действии гармонической волны и волны по реальной записи Исландского землетрясения возле левого торца трубопровода: а – l= 50 м; б – l=100 м

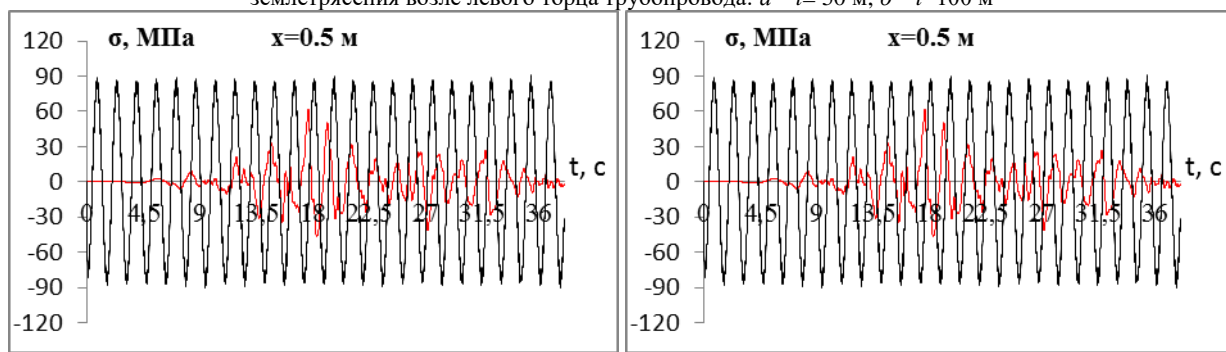


Рис. 5. Сравнение напряжений при действии гармонической волны и волны по реальной записи Измитского землетрясения возле левого торца трубопровода: а – l= 50 м; б – l=100 м

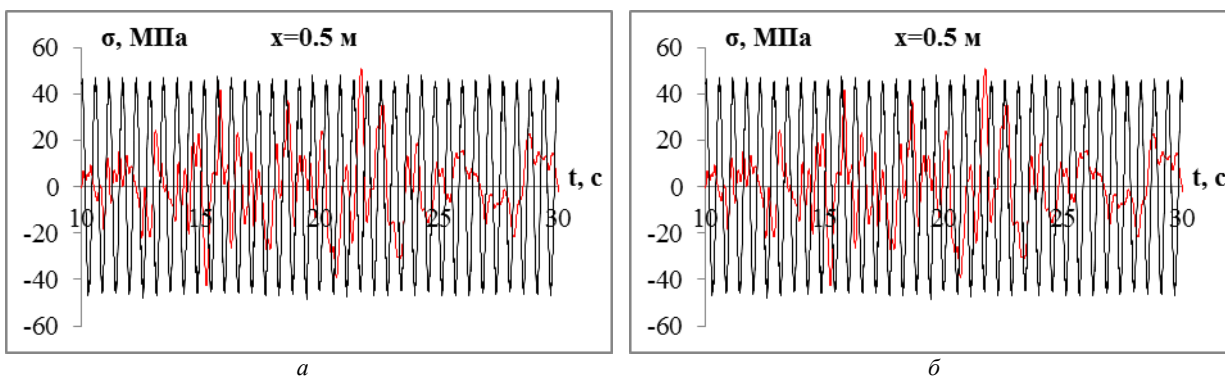


Рис. 6. Сравнение напряжений при действии гармонической волны и волны по реальной записи Манжилского землетрясения возле левого торца трубопровода:  $a - l=50$  м;  $b - l=100$  м

Проведенные вычисления показали, что выбор амплитуды и частоты гармонической волны для замены в расчетах реальной записи землетрясения затруднителен и часто может привести к грубым ошибкам, поэтому необходимо проводить расчеты по набору реальных записей землетрясений. Интенсивность землетрясения определяется для подземного трубопровода не только максимальным значением ускорения грунта, но и значением доминантной частоты сейсмической волны. При расчетах на действие реальных записей землетрясений необходимо учитывать грунтовые и другие условия, в том числе скорость распространения волны в грунте.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ишихара К. Поведение грунтов при землетрясениях. Спб.: НПО «Геореконструкция-фундаментпроект», 2006. – 384 с.
- [2] Хачиян Э.Е. Прикладная сейсмология. Ереван: Гитутюн, 2008. – 491 с.
- [3] Рашидов Т.Р. Динамическая теория сейсмостойкости сложных систем подземных сооружений. Ташкент: Фан, 1973. – 180 с.
- [4] Rashidov T.R., Bekmirzaev D.A. Seismodynamics of Pipelines Interacting with the Soil // Soil Mechanics and Foundation Engineering. V. 52. 2015. № 3. P. 149–154.
- [5] 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. 2015. № 4. P. 243–247.
- [6] Bekmirzaev D.A., Mirzaev I. Dynamic processes in underground pipelines of complex orthogonal configuration at different incidence angles of seismic effect // International Journal of Scientific & Technology Research. Vol. 9. 2020. № 4. P. 2449–2453.
- [7] Bekmirzaev D.A., Mansurova N.Sh., Nishonov N.A., Kosimov E.A., Numonov A.T. Solution of the problem of dynamics of underground pipelines under longitudinal seismic loading // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. № 883.
- [8] Рашидов Т.Р., Хожметов Г.Х. Сейсмостойкость подземных трубопроводов. Ташкент: Фан, 1985. – 152 с.
- [9] Газлийские землетрясения 1976 г. Инженерный анализ последствий. М.: Наука, 1982. – 196 с.
- [10] ҚМҚ 2.01.03-2019 “Зилзилавий ҳудудларда қурилиш” / ЎзР Қурилиш вазирилиги. Тошкент, 2019. – 28 б.
- [11] СНиП II-7-81 “Строительство в сейсмических районах”.
- [12] Dissemination of European Strong-Motion data, Vol. 2 using Strong-Motion Datascape Navigator. Engineering and Physical Sciences Research Council, United Kingdom, Feb. 2004. URL: [http://www.isesd.hi.is/ESD\\_local/frameset.htm](http://www.isesd.hi.is/ESD_local/frameset.htm).

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

Дата поступления  
28.10.2020

***И.Мирзаев, Э.А.Қосимов. Гармоник ва турли зилзилаларнинг сейсмик тўлқинларини ер ости қувурларига таъсири***

*Мақолада ҳақиқий зилзилаларнинг инструментал ёзувлари асосида грунтда тарқаладиган сейсмик тўлқинлар таъсирида ер ости қувурларининг кучланганлик ҳолатлари кўриб чиқилди. Гармоник тўлқин ва зилзилаларда ёзиб олинган тўлқинларнинг таъсирида ҳисоблаб аниқланган кучланишлар таққосланган ва зилзила ёзувлари бўйича ҳисоблаш зарурати асосланган.*

***I.Mirzaev, E.A.Qosimov. Impact of harmonic and seismic waves underground pipeline in different earthquakes***

*The article considers the cases of tension of underground pipes under the influence of seismic waves propagating in the ground on the basis of instrumental records of real earthquakes. The calculated voltages under the effects of harmonic waves and recorded waves in earthquakes are compared and the need to calculate on the basis of earthquake records is based.*

### ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ ТЕЙЛОРА – КУЭТТА

Закрученные течения жидкостей и газов являются составной частью многих сложных потоков и широко распространены в природе и технике. Рабочий процесс целого ряда технических устройств (циклонов, вихревых топочных камер, воздушных сепараторов, газовых и паровых турбин, электрических машин и генераторов и т. п.) в значительной мере определяется закономерностями гидродинамики и теплообмена вращающихся потоков. Проблема выяснения общих закономерностей турбулентного потока в поле центробежных сил представляет значительный научный интерес, так как относится к недостаточно разработанной области гидромеханики. Поэтому математическое моделирование закрученных турбулентных потоков все еще остается одной из серьезных проблем. Для исследования таких течений хорошим примером является течение Тейлора–Куэтта, представленное на рис.1, которое возникает в зазоре между вращающимися цилиндрами. Течение Тейлора–Куэтта, кажущееся простым, на самом деле является довольно сложным для многих моделей турбулентности, так как эта задача – типичный пример для анизотропной турбулентности. Исследования устойчивости такого движения рассматривали Рэлей [1] и Тейлор [2, 3]. Ими доказано, что течение Тейлора–Куэтта характеризуется сильной анизотропной турбулентностью. Поэтому для расчета таких течений используются трудоемкие модели турбулентности, которые учитывают анизотропию. Из полуэмпирических моделей турбулентности RANS к ним можно отнести модели Рейнольдсовых напряжений (RSM), а также линейные модели RANS со специальными поправками на вращательное движение потока.

В статье рассматривается численное исследование течения Тейлора–Куэтта обусловленное вращением внутреннего цилиндра с фиксированным внешним цилиндром. Исследование проводится при числах Рейнольдса, при которых поток становится турбулентным, в диапазоне от 1000 до 8000 для отношения радиусов  $\eta=0.5$ .

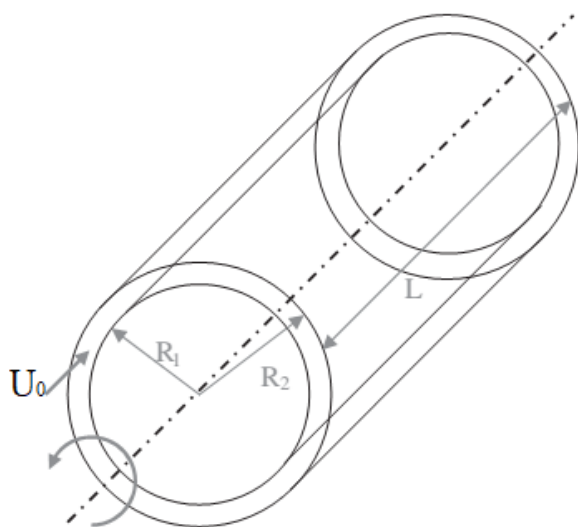


Рис. 1. Геометрия потока Тейлора–Куэтта

Представлены результаты RANS моделей SARC [4] и метода Рейнольдсовых напряжений SSG/LRR-RSM [5–6], метода прямого моделирования DNS [7]. Таким образом, в работе сопоставляются результаты линейного, нелинейного и метода прямого моделирования DNS. В первой модели для замыкания систем уравнений Рейнольдса используется гипотеза Буссинеска. В методе SSG/LRR-RSM гипотеза Буссинеска не используется и для каждого Рейнольдсового напряжения записывается свое уравнение. В основе метода прямого моделирования DNS лежит гипотеза о достаточности систем уравнений Навье–Стокса для описания турбулентного потока.

**Математическое моделирование задачи.** Течение Тейлора–Куэтта характеризуется отношением радиусов  $\eta=R_1/R_2$ , где  $R_1$  и  $R_2$  – радиусы внутреннего и внешнего цилиндров соответственно, и шириной щели  $d=R_2-R_1$ . Число Рейнольдса определим выражением

$$Re = \frac{U_0 d}{\nu},$$

где  $U_0$  – скорость вращающегося цилиндра;  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости. Для численного моделирования турбулентного течения несжимаемой жидкости по моделям RANS использовалось уравнение Навье–Стокса, осредненное по Рейнольдсу:

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial t} = \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 \bar{U}}{\partial r^2} + \frac{\partial \bar{U}}{r \partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial r} (-r \overline{u'v'}) \quad (1)$$

В данном уравнении  $\bar{U}$  – осредненная тангенциальная скорость турбулентного потока. В линейных моделях RANS для нахождения неизвестного турбулентного напряжения используется обобщенная гипотеза Буссинеска

$$-\overline{u'v'} = \nu_t \left( \frac{\partial \bar{U}}{\partial y} \right).$$

Здесь  $\nu_t$  – турбулентная вязкость. Для поиска неизвестной турбулентной вязкости в модели SARC используется уравнение для коэффициента кинематической вихревой

$$\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial t} = C_{b1} f_{r1} \tilde{S} \tilde{\nu} - C_{w1} f_w \left( \frac{\tilde{\nu}}{d} \right)^2 + \frac{1}{\sigma_v} \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( (v + \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial r} \right) + C_{b2} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial r} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial r} \right]. \quad (2)$$

Турбулентная вихревая вязкость вычисляется по формуле:  $\nu_t = \tilde{\nu} f_{v1}$ . Данная модель относится к однопараметрическим моделям, так как в ней используется одно уравнение.

Функция  $f_{r1}$  представляет собой поправочный коэффициент, который учитывает влияние на турбулентность кривизны линий тока. Данная функция имеет следующий вид:

$$f_{r1} = (1 + C_{r1}) \frac{2r^*}{1 + r^*} \left[ 1 - C_{r3} \tan^{-1}(C_{r2} \hat{r}) \right] - C_{r1}, \quad \hat{r} = \frac{2\Omega_{i,k} S_{j,k}}{D^4} \left( \frac{DS_{i,j}}{Dt} \right), \quad D^2 = \frac{1}{2} (S^2 + \Omega^2),$$

$$\frac{DS_{i,j}}{Dt} = \frac{\partial S_{ij}}{\partial t} + u_k \frac{\partial S_{ij}}{\partial x_k}, \quad S_{i,j} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right), \quad \Omega_{i,j} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad S^2 = 2S_{ij}S_{ij},$$

$$\Omega^2 = 2\Omega_{ij}\Omega_{ij}, \quad r^* = S/\omega, \quad C_{r1} = 1, \quad C_{r2} = 12, \quad C_{r3} = 1,$$

где  $S_{ij}$  – тензор скоростей деформации;  $DS_{ij}/Dt$  – компоненты субстанциональной производной тензора скоростей деформации;  $\Omega_{ij}$  – тензор завихренности. Остальные величины остаются такими же, как для «стандартной» модели, которые представлены в [4].

Модели RANS, которые не используют гипотезу Буссинеска, называются нелинейными. Модель Рейнольдсовых напряжений со вторым моментом смешанного SSG/LRR является нелинейной RANS моделью турбулентности, в которой используется уравнение  $\omega$  для уравнения масштаба длины. Полная модель напряжений Рейнольдса SSG/LRR- $\omega$  (SSG/LRR-RSM-w2012) [6-7] и одно уравнение масштаба длины имеют следующий вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial t} = P_{11} + \Pi_{11} - \varepsilon_{11} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \left( \mu + D \frac{\overline{v'v'}}{C_\mu \omega} \right) \frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial r} \right), \\ \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial t} = P_{22} + \Pi_{22} - \varepsilon_{22} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \left( \mu + D \frac{\overline{v'v'}}{C_\mu \omega} \right) \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial r} \right), \\ \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial t} = P_{12} + \Pi_{12} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \left( \mu + D \frac{\overline{v'v'}}{C_\mu \omega} \right) \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial r} \right), \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} = \frac{P_{11} a_\omega \omega}{2k} - B_\omega \omega^2 + \frac{\partial}{\partial r} \left( \left( v + \sigma_\omega \frac{k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial r} \right) + \sigma_d \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial r} \frac{\partial \omega}{\partial r}. \end{cases} \quad (3)$$

Здесь  $P_{ij}$  – генерация Рейнольдсовых напряжений;  $D_{ij}$  – диффузия;  $\varepsilon_{ij}$  – диссипация;  $\Pi_{ij}$  – член перераспределения давления.

Генерация Рейнольдсовых напряжений моделируется с помощью

$$P_{ij} = -R_{ik} \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_k} - R_{jk} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_k}.$$

Диссипация имеет вид:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \varepsilon \delta_{ij},$$

где  $\rho R_{ij} = -\tau_{ij} = \overline{\rho u_i' u_j'}$ ,  $\varepsilon = C_\mu k \omega$  и  $k = R_{ii}/2$ .

Корреляция давление – деформация моделируется с помощью соотношения

$$\Pi_{ij} = -\left(C_1 \varepsilon + \frac{1}{2} C_1^* P_{ij}\right) a_{ij} + C_2 \varepsilon \left(a_{ik} a_{kj} - \frac{1}{3} a_{kl} a_{kl} \delta_{ij}\right) + \left(C_3 - C_3^* \sqrt{a_{kl} a_{kl}}\right) k S_{ij}^* +$$

$$+ C_4 k \left(a_{ik} S_{jk} + a_{jk} S_{ik} - \frac{2}{3} a_{kl} S_{kl} \delta_{ij}\right) + C_5 k (a_{ik} W_{jk} + a_{jk} W_{ik}),$$

где тензор анизотропии Рейнольдсовых напряжений определяется выражением  $a_{ij} = \frac{R_{ij}}{k} - \frac{2}{3} \delta_{ij}$ .

Коэффициенты давления – деформации смешиваются между Launder–Reece–Rodi (LRR) около стен (без терминов для коррекции стен) и Speziale –Sarkar–Gatski (SSG) вдали от стен.

Кроме того,

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right), S_{ij}^* = S_{ij} - \frac{1}{3} S_{kk} \delta_{ij}, W_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right).$$

Пренебрегая компонентом диффузии давления, диффузионный член моделируется с помощью, обобщенной градиентной диффузионной модели:

$$D_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \left( \mu \delta_{kl} + D \frac{R_{kl}}{C_\mu \omega} \right) \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_l} \right).$$

Остальные величины, а также начальные и граничные условия представлены в [5–6].

В качестве начального условия ставилось решение ламинарного потока на границах условия прилипания. Для численной реализации уравнений (1), (2) и (3) использовалась неявная схема погрешностью порядка  $o(\Delta t, \Delta r^2)$ . Численный эксперимент показал, что увеличение числа узлов сетки практически не влияет на конечные результаты.

**Результаты расчетов и их обсуждение.** На рис. 1 представлены численные результаты моделей турбулентности для профиля осредненной тангенциальной скорости при различных числах Рейнольдса. Тангенциальная скорость приведена к безразмерному виду соотношением к скорости вращения внутреннего цилиндра  $U_0$ .

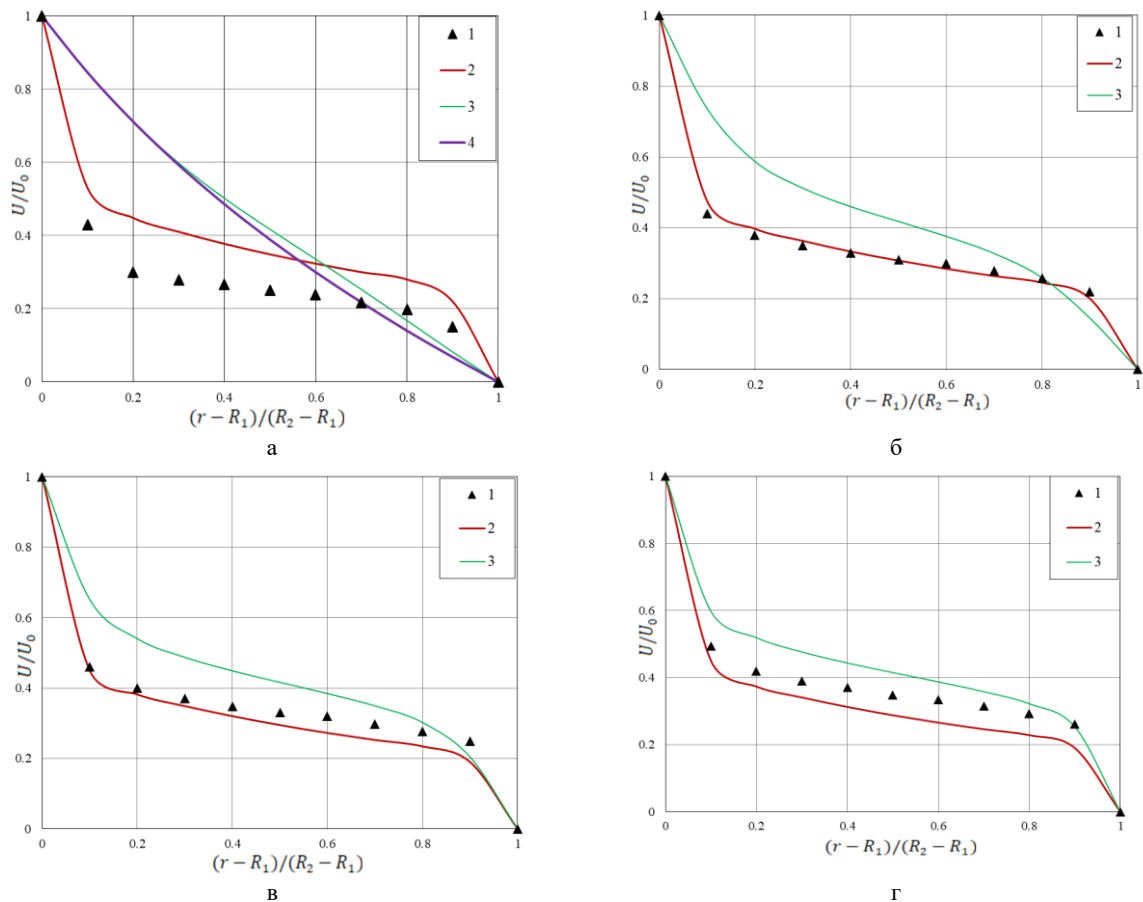


Рис. 1. Профиль безразмерной тангенциальной скорости при числах Рейнольдса 1000 (а), 3000 (б), 5000 (в), 8000 (г): 1 – DNS; 2 – SSG/LRR-RSM; 3 – SARC; 4 – профиль ламинарного потока

На рис. 2 приведены профили момента импульса при различных числах Рейнольдса. Момент импульса нормализован по  $R_1 U_0$ .

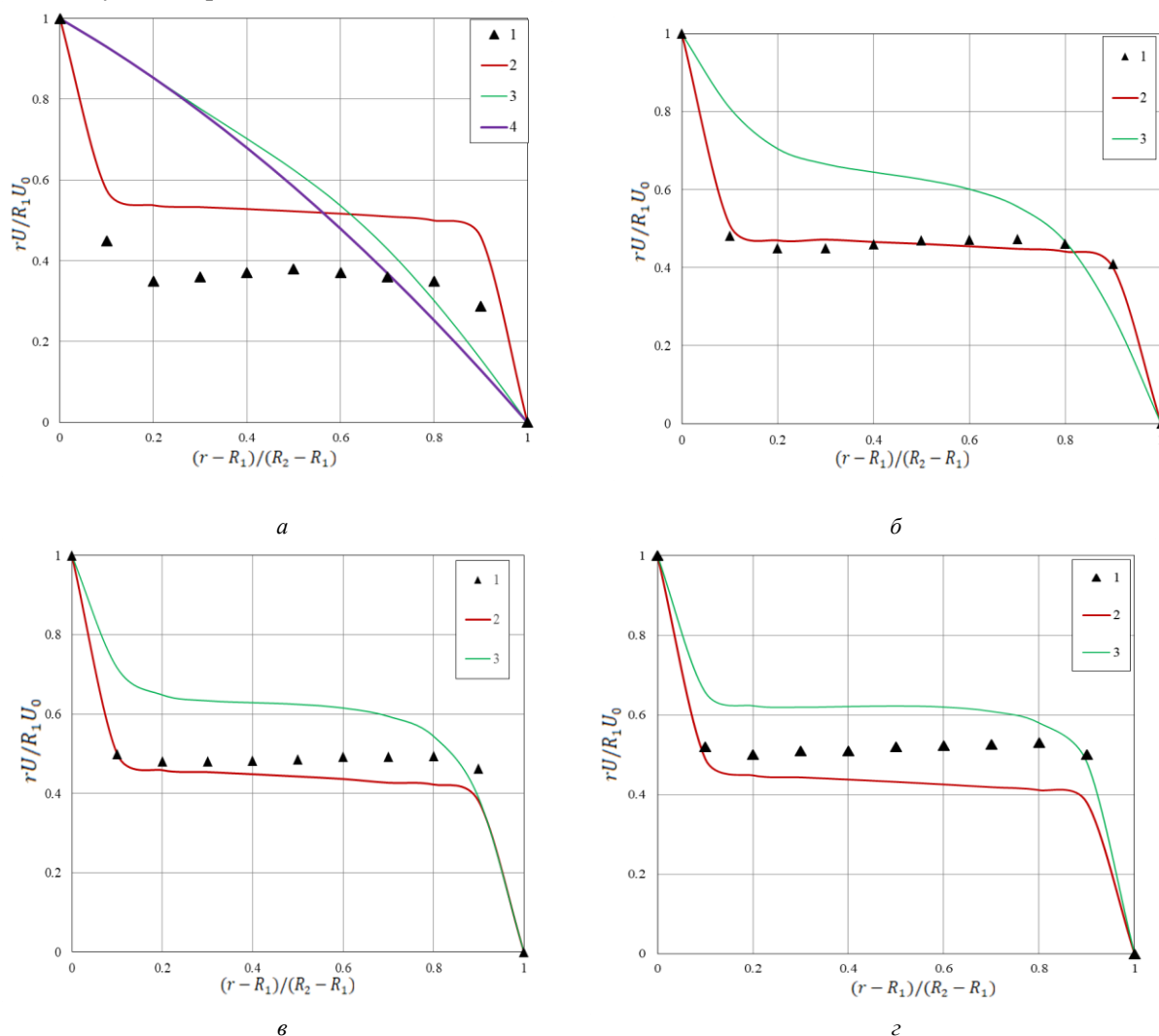


Рис. 2. Профиль углового момента при числах Рейнольдса 1000 (*a*), 3000 (*б*), 5000 (*в*), 8000 (*г*):  
1 – DNS; 2 – SSG/LRR-RSM; 3 – SARC; 4 – профиль ламинарного потока

Результаты DNS на рис. 1 и 2 представлены в работе [7]. Как видно, результаты различных моделей количественно отличаются. Особенно это заметно для числа Рейнольдса  $Re=1000$ . В работе [7] по анализу спектра турбулентных флуктуаций заключается, что значение числа Рейнольдса  $Re=1000$  является началом турбулентного режима. Однако, как видно из рис. 1,*a* и 2,*a*, результаты DNS указывают на сильное отличие от профиля для ламинарного потока (пунктирные линии) профиля тангенциальной скорости. На взгляд авторов [7], более логичные результаты дает модель SARC. Такое явление наблюдается и для результатов метода Рейнольдсовых напряжений. При числе Рейнольдса  $Re=8000$  (см. рис. 1,*г* и 2,*г*) для режима развитой турбулентности результаты для метода Рейнольдсовых напряжений довольно близки, а результаты SARC практически совпадают между собой.

**Заключение.** В работе с помощью различных моделей турбулентности проведено исследование течения Тейлора – Куэтта при числах Рейнольдса в диапазоне от 1000 до 8000 для отношения радиусов  $\eta=0.5$ . Анализ полученных численных результатов показывает, что для переходного режима от ламинарного к турбулентному потоку более логичный результат дает модель SARC, а для развитого турбулентного режима – метод Рейнольдсовых напряжений.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Rayleigh L. On the dynamics of revolving fluids // Proc. Roy. Soc. Vol. 93. London, 1916. Ser. A.
- [2] Taylor G. I. Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders // Phil. Trans. Roy. Soc. A. 1923. №233. P. 298–343.

- [3] Taylor G.I. Fluid friction between rotating cylinders I - Torque measurements. // Proc. R. Soc. A. 1933. № 157. P. 546–564.
- [4] Spalart P.R., Shur M.L. On the sensitization of turbulence models to rotational and curvature // Aerospace Science and Technology. Vol. 1. 1997. No. 5. P. 297–302.
- [5] Launder B.E., Reece G.J., Rodi W. Progress in the development of a Reynolds – stress turbulence closure // J. Fluid Mech. 1975. № 68. P. 537–566.
- [6] Speziale C.G., Sarkar S., Gatski T.B. Modeling the pressure strain correlation of turbulence: an invariant dynamical systems approach // J. Fluid Mech. 1991. № 227. P. 245–272.
- [7] Dong S. Direct numerical simulation of turbulent Taylor Couette flow // J. Fluid Mech. Vol. 587. (2007). P. 373–393.

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

Дата поступления  
16.09.2020

**Ф.Х. Назаров. Турбулент Тейлор - Куэтт оқимини сонли ўрганиши**

*Ушбу ишда турли хил турбулентлик моделларидан фойдаланилган ҳолда Тейлор – Куэтт оқими Рейнольдс сонлари 1000 дан 8000 гача ва радиуслар нисбати  $\eta=0.5$  га тенг бўлган ҳоллари ўрганилди. Олинган сонли натижалар таҳлили шуни кўрсатадики, ламинар оқимдан турбулент оқимга ўтиш режими учун SARC модели аниқроқ натижа беради. Турбулент режимга ўтганда эса, Рейнольдс кучланишлари усули яхшироқ натижалар беради.*

**F.Kh. Nazarov. Numerical study of a turbulent Taylor - Couette flow**

*In the present work, the turbulent Taylor-Couette flow is investigated using averaged Navier-Stokes equations (RANS) modeling of turbulence at Reynolds numbers in the range from 1000 to 8000. The paper compares the numerical results of the SARC linear turbulence model, the SSG / LRR nonlinear model, RSM-w2012 and DNS turbulence forward modeling.*

УДК 621.01

**Б.М. МАРДОНОВ, Х.Т. АХМЕДХОДЖАЕВ, Х.Н. ШАРИПОВ, Ш.С. ТУХТАЕВ**

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИЗУЧЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОТОКА ХЛОПКОВЫХ СЕМЯН ПО КРИВОЛИНЕЙНОМУ КОНТУРУ КОЛОСНИКА**

В настоящее время большое внимание уделяется увеличению выпуска готовой продукции с добавленной стоимостью, совершенствованию системы хлопковой промышленности на основе глубокой переработки хлопкового сырья, снижению себестоимости и улучшению качества хлопковой продукции на основе перевооружения техники и технологий первичной обработки хлопка. При решении этих задач повышение эффективности процесса дженирования за счет совершенствования рабочей камеры джина является приоритетным направлением научных исследований. К числу путей повышения эффективности пильного дженирования следует отнести волокнистости сырцового валика, ускорение выхода оголенных семян и снижение их плотности.

Один из основных органов рабочей камеры пильного джина – колосниковая решетка. Она служит свободному пропуску пильных дисков между колосниками в рабочую камеру и свободному выводу волокон, зацепленных на пильные зубья после их отделения. Колосники изготавливают литьём из чугуна марки СЧ-15-32. Рабочие поверхности, обрабатываясь на специальных станках, приводятся к определенной форме. Поверхность колосника упрочняется термической обработкой. Для нормальной работы пильных джинов рабочая поверхность колосниковой решетки должна быть гладкой и не шероховатой, расстояние между колосниками в рабочей зоне должна составлять  $3 \pm 0.2$  мм, а в нижней части – 4.5–5 мм. Количество колосников в решетке должно быть на один больше количества пил на валу. Два узких колосника устанавливаются в двух крайних положениях, а остальные с нормальной шириной являются промежуточными.

На хлопкоочистительных предприятиях при работе пильных джинов марки ДП-130 зубья пильного цилиндра, зацепляя волокна из сырцового валика, проносят между колосниками и отделяют от семян.

Зацепленные на зубья пил волокна отделяются воздушным потоком, выходящим из сопла. Поверхность колосников этого джина плоская, взаимодействие сырцового валика и пильного цилиндра постоянно, производительность машины низкая, расход энергии и поврежденность волокна и семян высокая.

Принимая во внимание вышеуказанное, нами был предложен колосник с вогнутым профилем для быстрого вывода оголенных семян из рабочей камеры джина.



Применение данного колосника приводит к уменьшению трения с пильным цилиндром и сырцовым валиком, в результате чего понижается поврежденность волокна и семян, а также снижается расход энергии, и ускоряется выход оголенных семян из рабочей камеры [1–5].

Допустим, что контур колосника состоит из двух окружностей и двух прямых линий. Хлопковые семена движутся по контуру в виде потока. Примем, что толщина потока вдоль контура постоянна и равна  $h_0$ .

Пусть начальный контур колосника будет состоять из дуги окружности АВ, его продолжения прямой линией ВС, затем дуги окружности СВ и прямой ВЕ (рис. 1).

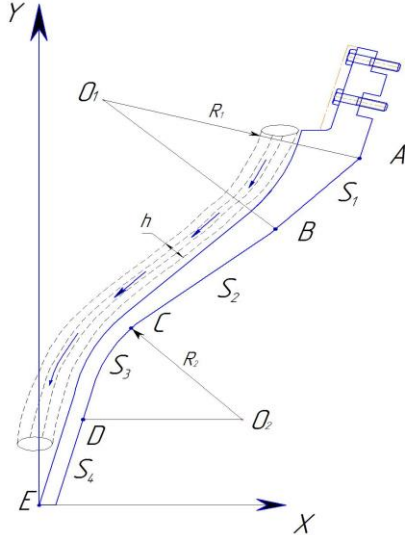


Рис. 1. Схема движения потока хлопковых семян по контуру колосника: АВ, CD – дуги окружностей; BC, DE – прямые линии

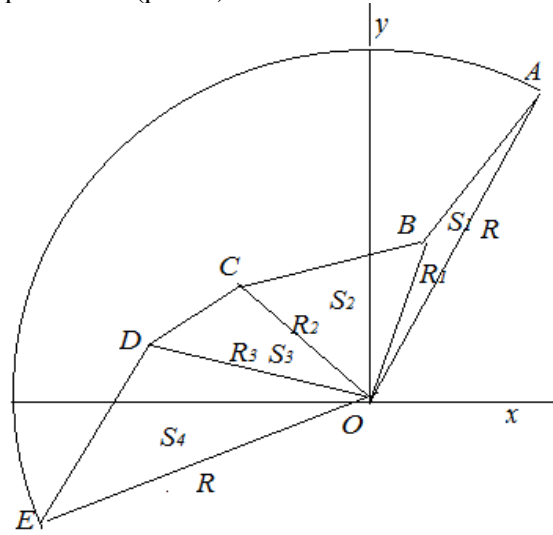


Рис. 2. Расчетный контур колосника

Составим однозначное уравнение движения потока на каждом участке контура. Для определения состояния потока обозначим его скорость, плотность и давление на каждом участке соответственно:  $v_1, \rho_1, P_1, v_2, \rho_2, P_2, v_3, \rho_3, P_3, v_4, \rho_4, P_4$ . Определим движение потока вдоль контура по отношению к дуге. Длину каждой дуги рассчитаем с точки А и пусть длина каждого участка будет состоять из  $0 < s < s_a$  (участок АВ),  $s_{01} < s_0 < s_1$  (участок ВС),  $s_0 + s_1 < s_0 + s_1 + s_{02}$  (участок СВ) и  $s_{01} + s_1 + s_0 < s_{01} + s_1 + s_0 + s_2$  (участок DE). Напишем уравнение Эйлера для каждого участка:

$$\rho_1 v_1 \frac{\partial v_1}{\partial s} = -\frac{\partial p_1}{\partial s} + \rho_1 g [\sin(\alpha_{00} + s/R) + f \cos(\alpha_{00} + s/R)] - f \rho_1 \frac{v_1^2}{R_1}, \quad 0 < s < s_{01}, \quad (1)$$

$$\rho_2 v_2 \frac{\partial v_2}{\partial s} = -\frac{\partial p_2}{\partial s} + \rho_2 g [\sin(\alpha_{00} + \alpha_{01}) - f \cos(\alpha_{00} + \alpha_{02})], \quad s_{01} < s < s_{01} + s_1, \quad (2)$$

$$\rho_3 v_3 \frac{\partial v_3}{\partial s} = -\frac{\partial p_3}{\partial s} + \rho_3 g [\sin(\alpha_{00} + s/R - s_1/R) - f \cos(\alpha_{00} + s/R - s_1/R)] - f \frac{v_3^2}{R_2}, \quad s_{01} + s_1 < s < s_{01} + s_1 + s_{02}, \quad (3)$$

$$\rho_4 v_4 \frac{\partial v_4}{\partial s} = -\frac{\partial p_4}{\partial s} + \rho_4 g [\sin \alpha_{00} + \alpha_{01} + \alpha_{02}) - f \cos(\alpha_{00} + \alpha_{01} + \alpha_{02})], \quad (4)$$

$$s_{01} + s_1 + s_{02} < s < s_{01} + s_1 + s_{02} + s_2.$$

Здесь  $f$  – коэффициент трения между потоком и колосником;  $R_1, R_2$  – радиусы окружностей.

Начало координаты установим в точке Е, ось  $ox$  направим вправо, ось  $Oy$  – вверх. Координаты точек А, В, С, Д и Е, углы  $\alpha_{01}, \alpha_{02}$ , а также радиусы  $R_1$  и  $R_2$  имеют определенное значение. Для уравнения (1) – (4) длины определяются следующими формулами:

$$s_{01} = \alpha_{01} R_1, \quad s_1 = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}, \quad s_{02} = \alpha_{02} R_2, \quad s_2 = \sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_3 - y_2)^2}.$$

В уравнениях (1) – (4) участвуют три неизвестных  $P_i, \rho_i, v_i, i=1,2,3$ , для описания их по отношению к одной неизвестной, точнее по отношению к  $v_i$ , воспользуемся этими двумя условиями.

Движение потока стационарное, тогда должно выполняться следующее условие:

$$\rho_i \cdot v_i \cdot h \cdot L = Q_0. \quad (5)$$

Здесь  $Q_0$  – производительность одного колосника для семенного потока;  $L$  – ширина колосника.

Из уравнения (5) выразим плотность через скорость:

$$\rho_i = \frac{Q_0}{v_i \cdot h_i \cdot L}. \quad (6)$$

Семенной поток примем как сопряженную среду, поэтому будет уместно уравнение состояния среды

$$\rho_i = \rho_0[1 + A(p_i - p_0)]. \quad (7)$$

Здесь  $\rho_0$ ,  $p_0$  – плотность и давление в потоке перед подачей к колоснику;  $A$  – экспериментально определяемая физическая величина, обратно пропорциональная жесткости среды, состоящей из массы семян.

Для определения плотности потока перед подачей определим объем между любыми колосниками и соседними с ними двумя зубчатыми дисками. В соответствии с рис. 2 этот объем рассчитывается следующей формулой:

$$V = (\pi R^2 / 2 - (S_1 + S_2 + S_3 + S_4))L,$$

где  $S_i$  – площадь треугольника.

$$\text{Здесь } S_1 = 0.5AB \sin \beta_1, S_2 = 0.5BC \sin \beta_2, S_3 = 0.5CD \sin \beta_3, S_4 = 0.5DE \sin \beta_4,$$

$$\beta_1 = \arccos \sqrt{\frac{R^2 + R_1^2 - AB^2}{R_1 R}}, \beta_2 = \arccos \sqrt{\frac{R_2^2 + R_1^2 - BC^2}{R_1 R_2}}, \beta_3 = \arccos \sqrt{\frac{R_3^2 + R_2^2 - CD^2}{R_2 R_3}},$$

$$\beta_4 = \arccos \sqrt{\frac{R^2 + R_3^2 - DE^2}{R_3 R}}, \beta = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4.$$

В расчетах примем  $AB = s_{01}$ ,  $BC = s_1$ ,  $CD = s_{02}$ ,  $DE = s_2$ .

Допустим, что объем  $V$  полностью заполнен семенами  $N$  штук с одинаковой массой  $m$ . Тогда общая масса объема равна  $M = N \cdot m$ , а ее плотность приблизительно может быть рассчитана по следующей формуле:

$$\rho_0 \approx N \cdot m / V.$$

Используя формулу (7), найдем связь между давлением и плотностью:

$$v_i = \frac{Q_0}{\rho_0 h_i L [1 + A(p_i - p_0)]}. \quad (8)$$

Из уравнения (8) определим производную  $\frac{\partial p_i}{\partial s}$ :

$$\frac{\partial p_i}{\partial s} = -\frac{v_0}{v_i^2 A} \frac{\partial v_i}{\partial s}. \quad (9)$$

Используя формулы (6) и (9), приведем уравнения (1) – (4) к следующим видам по отношению к скоростям  $v_i$ :

$$\frac{\partial v_1}{\partial s} = \frac{g v_1}{(v_1^2 - c^2)} \left( \sin \frac{s}{R_1} + f \cos \frac{s}{R_1} \right) - f \frac{v_1^3}{v_1^2 - c^2} \frac{1}{R_1}, \quad s_{00} < s < s_{01}, \quad (10)$$

$$\frac{\partial v_2}{\partial s} = \frac{g v_2}{(v_2^2 - c^2)} (\sin s_{01} / R - f \cos s_{01} / R), \quad s_{01} < s < s_{01} + s_1, \quad (11)$$

$$\frac{\partial v_3}{\partial s} = \frac{g v_3}{(v_3^2 - c^2) v_3} \left( \sin \frac{s}{R_2} - f \cos \frac{s}{R_2} \right) - f \frac{v_3^3}{v_3^2 - c^2} \frac{1}{R}, \quad s_{01} + s_1 < s < s_{01} + s_1 + s_{02}, \quad (12)$$

$$\frac{\partial v_4}{\partial s} = \frac{g v_4}{(v_4^2 - c^2) v_4} (\sin s_{02} / R - f \cos s_{02} / R), \quad s_{01} + s_1 + s_{02} < s < s_{01} + s_1 + s_{02} + s_2. \quad (13)$$

Здесь  $c = \sqrt{1 / A \rho_0}$ .

Уравнения (10) – (13), являющиеся нелинейными, проинтегрируем числовым методом при следующих условиях:

$$v_1 = v_{10} \text{ при } s = s_{00}, \quad (14)$$

$$v_2(s_{01}) = v_1(s_{01}) \text{ при } s = s_{01}, \quad (15)$$

$$v_3(s_1 + s_{01}) = v_2(s_1 + s_0) \text{ при } s = s_1 + s_{01}, \quad (16)$$

$$v_4(s_1 + s_{01} + s_{02}) = v_3(s_1 + s_{01} + s_{02}) \text{ при } s = s_1 + s_{01} + s_{02} \quad (17)$$

В расчетах приняты следующие значения:

$$L = 0.16, \quad R_1 = 0.107, \quad R_2 = 0.1145, \quad s_{01} = 0.07098120639, \quad s_1 = 0.07098120639, \\ s_2 = 0.07604794422, \quad s_3 = 0.07266443270, \quad s_4 = 0.082050115661, \quad s_0 = 0.3017437399$$

$$L = 0.00818 \text{ м}, \quad m = 0.025 \cdot 10^{-3} \text{ кг}, \quad N = 250, \quad f = 0.2.$$

На рис. 2 приведен расчетный контур колосника:

$$\beta_1 = \alpha_1 = 0.3628444444, \quad \alpha_2 = 0.6977777778, \quad \alpha_3 = 0.5378122222, \quad \alpha_4 = 0.2485833333, \\ \alpha_0 = 1.847017777, \quad \beta = \alpha_0 = 105.8799999, \quad v = 0.00007972317841 \text{ м}^3, \quad \rho_0 = 31.35850890 \text{ кг/м}^3.$$

На рис. 3 и 4 приведены графики распределения скорости потока массы семян по контуру при различных значениях угла  $\beta_4$  и параметра  $A$ , обозначающих его механические свойства. Как установлено, скорость потока по контуру близка к линейной закономерности и с повышением параметра  $A$  на выходе из контура она уменьшается. Кроме того, с повышением угла  $\beta_4$  она практически не влияет на распределение скорости.

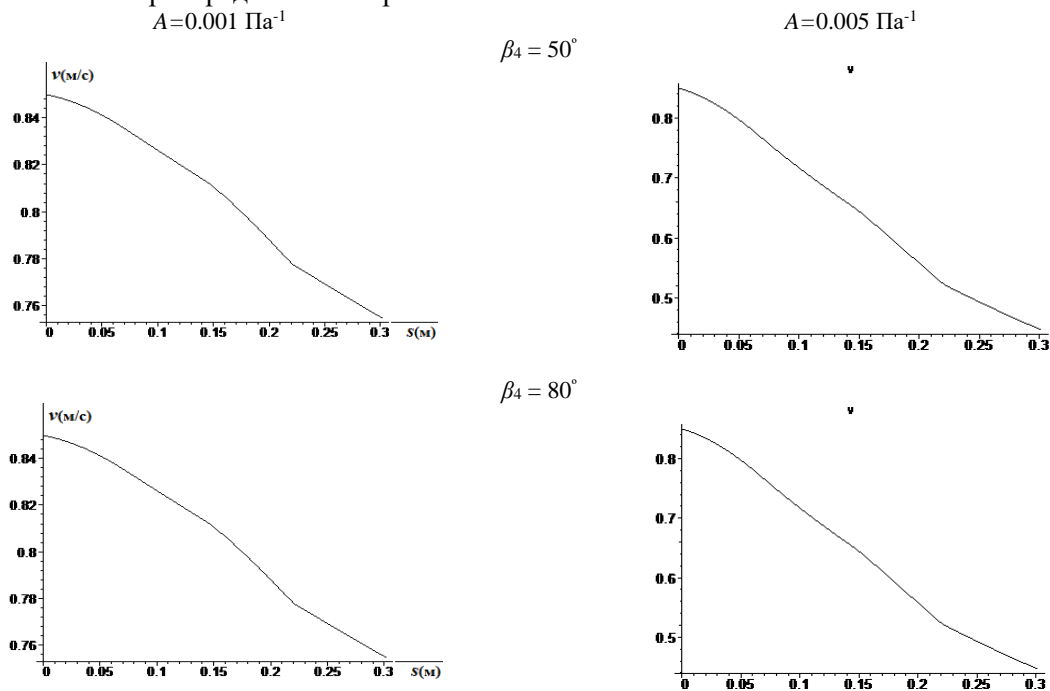


Рис. 3. Графики распределения скорости потока семян по контуру при двух значениях угла  $\beta_4$  и параметра  $A$

Параметр  $A$  может значительно повлиять на изменение плотности потока (см. рис. 4) и с его повышением возможно увеличение плотности, образование массы уплотненных семян на контуре колосника.

**Выводы.** 1. Предложена модель колосника, состоящая из четырех геометрических форм, приведен аналитический анализ геометрических видов. Определена зависимость расположения последней прямолинейной части контура общего контура от формы его выпуклости и вогнутости.

2. Получена система дифференциальных уравнений для определения закона распределения скорости потока семян по контурам предложенного колосника на основе использования закона сохранения массы и уравнения состояния среды. Из анализа закона распределения скоростей по-

тока наблюдались близость его распределения по контуру к прямой линии, а также снижение скорости вдоль контура.

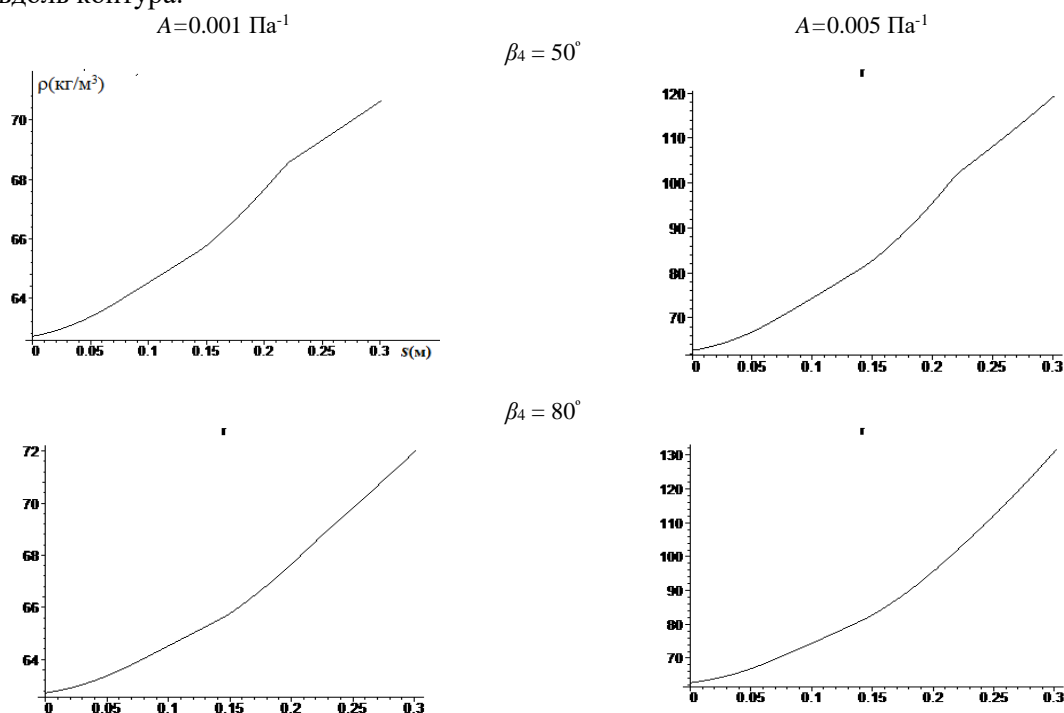


Рис. 4. Графики распределения плотности  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>) потока семян по контуру при двух значениях угла  $\beta_4$  и параметра  $A$

3. Определена закономерность увеличения плотности потока семян вдоль контура, наблюдалась возможность повышения плотности при увеличении параметра  $A$  (т. е. при снижении жесткости среды массы семян). Это указывает на вероятность образования плотности высокой степени на контуре колосника и в некоторых случаях на появление неподвижных зон среды.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Sharipov X.N., Akhmedxodjayev X.T., Karimov A.I., Tojiboyev M.A. Botiq profilli kolosnikda chigitni xarakatini nazariy tahlili // Farg'ona politexnika instituti. Ilmiy-texnika jurnali. 2018 й. № 3. 59–63 б.
- [2] Akhmedxodjayev X. T., Karimov A.I., Tojiboyev M.A., Sharipov X.N. Botiq profilli kolosnikda harakatlanuvchi chigit bo'lakchalariga ta'sir etuvchi kuchlarni statik muvozanatini aniqlash // Farg'ona politexnika instituti. Ilmiy-texnika jurnali. 2013 й. № 2. В 36–40.
- [3] Шарипов Х.Н., Ахмедходжаев Х.Т., Мардонов Б.М. Аррали жинда, якка ва тизимли чигитларнинг ботик профилли колосник бўйлаб ҳаракатининг назарий тадқиқоти // Механика муаммолари. 2019. №4.
- [4] Мардонов Б.М., Иброхимов Ф., Ахмедходжаев Х.Т., Шарипов Х.Н. Якка чигитнинг колосник бўйлаб ҳаракати қонуни тадқиқи // Тўқимачилик муаммолари. 2019. № 4.
- [5] Sharipov Kh., Akhmedxodjayev Kh., Tojiboyev M., Sarimsakov O. The mathematical model of seed movement on a concave profile rib // Engineering. 2020. 12. 216–227. <https://doi.org/10.4236/eng.2020.123017>.

Наманганский инженерно-технологический институт

Дата поступления  
16.09.2020

**Б.М. Мардонов, Х.Т.Ахмедходжаев, Х.Н.Шарипов, Ш.С.Тўхтаев. Пахта чигитлари оқимининг колосник контури бўйлаб ҳаракатини назарий ўрганиши**

Мақолада тўртта геометрик шакллардан иборат колосник модели таклиф этилган, геометрик кўринишларнинг аналитик таҳлили келтирилган. Контурнинг охири тўғри чизиқ бўлишини умумий жойлашиши, унинг қавариқ ва ботиқ шаклларига боғлиқлиги аниқланган.

**B.M.Mardonov, Kh.T.Akhmetxodjayev, Kh.N.Sharipov, Sh.S.Toxtayev. Theoretical study of cotton seed flow motion along the curvilinear circuit of the rid**

The article explores the proposed grate model, consisting of four geometric shapes, provides an analytical analysis of the geometric types. The dependence of the location of the last rectilinear part of the general contour on the shape of its convexity and concavity is determined.

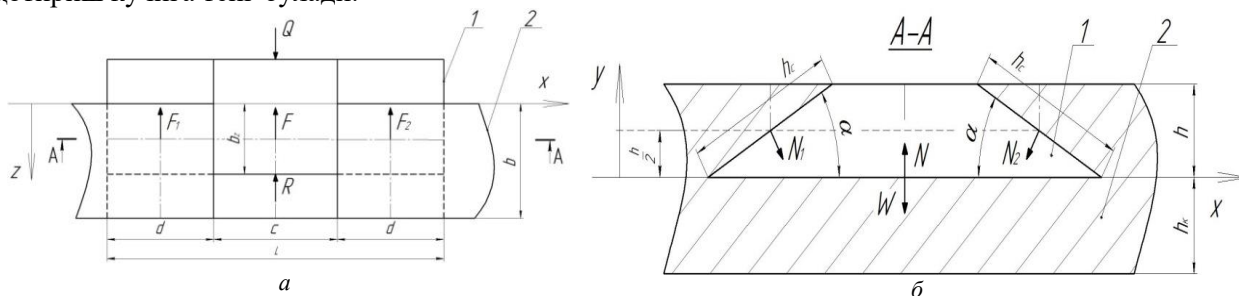
## КОЛОСНИК ВА АЛМАШИНУВЧИ ЭЛЕМЕНТ БИРИКМАСИНИ ҲИСОБЛАШ

Маълумки, колосник панжарасининг эгилишидан ва йиғишда хатоликлар натижасида унинг арраларга тегишини камайтириш учун уч қисми трапеция шаклидаги, алмашинувчи элемент ўрнатилган ва эгилган лист шаклидаги янги конструкцияли пўлат колосник таклиф этдилган [1, 2].

Мазкур алмашинувчи элементли колосник конструкциясини ишлаш қобилятини ошириш учун алмашинувчи элементни колосникка нисбатан силжишини ҳисоблаш керак.

Алмашинувчи элементли колосникни ҳисоблаш натижасида алмашинувчи элемент силжишида аниқланган қотирувчи куч  $W$  ва ташқи куч  $Q$  лар камаяди. Колосник маҳкамланган ҳолда кўриб чиқилади.

Алмашинувчи элементга қуйидаги кучлар таъсир қилади: ташқи узатма томондан  $Q$  кучи, нормал кучлар  $N$ ,  $N_1$ ,  $N_2$  ва ишқаланиш кучлари  $F$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  (1, а- ва 1, б-расм). Ишқаланиш  $R$  кучи  $Q$  кучга тамон йўналган бўлади. Статик тенглама тузиш учун горизонтал ва вертикал йўналишда ҳаракат қилувчи кучларни аниқлаш керак. Шу мақсадда  $N$ ,  $N_1$ ,  $N_2$  и  $F$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  куч векторлари алмашинувчи элемент қия юзасида геометрик равишда қўшилади, натижада  $R$  куч пайдо бўлади ( $Q$  томонга тескари йўналган) ва у вертикал йўналишда алмашинувчи элемент 1 ва колосник 2 қотириш кучига тенг бўлади.



1-расм. Алмашинувчи элементли колосник бирикмасини ҳисобий схемаси (а) ва уни А-А бўйича кесими (б):  
1- вставка; 2- колосник

Алмашинувчи элементли колосникни статик тенгламаси:

$$\left. \begin{aligned} R &= (F + F_1 + F_2) \\ W &= N + (N_1 + N_2) \cdot \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Агар  $N_1 = N_2$  ва  $F_1 = F_2$  тенг эканлигини эътиборга олсак:

$$\left. \begin{aligned} R &= F + 2 \cdot F_1 \\ W &= N + 2 \cdot N_1 \cdot \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (1')$$

Колосник асосидаги нормал куч:

$$N = m_{bc} \cdot g \quad (2)$$

Колосник ва алмашинувчи элементни қия юзасидаги нормал куч:

$$N_1 = N_2 = [\sigma] \cdot h_c \cdot b_z = [\sigma] \cdot \frac{h \cdot b_z}{\sin \alpha}, \quad (3)$$

бу ерда  $h_c = \frac{h}{\sin \alpha}$ .

Колосник асосидаги ишқаланиш кучи:

$$F = f \cdot N = f \cdot m_{bc} \cdot g \quad (4)$$

Колосник қия юзасидаги ишқаланиш кучи:

$$F_1 = F_2 = f \cdot N_1 = f \cdot [\sigma] \cdot h_c \cdot b_z = f \cdot [\sigma] \cdot \frac{h \cdot b_z}{\sin \alpha} \quad (5)$$

(2) ва (3) ҳадларни (1) статик тенглама қўйганимиздан сўнг  $W$  ўзгарувчан нисбий тенглама алмашинувчи элемент кучларини ҳисоблаш учун қуйидаги кўринишда формула оламиз:

$$W = m_{ec} \cdot g + 2 \cdot [\sigma] \cdot \frac{h \cdot b_z}{\sin \alpha} \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

Алмашинувчи элементдан колосникни эгувчи куч:

$$W_x = 2 \cdot [\sigma] \cdot h \cdot b_z \quad (7)$$

2-расм ва (6) тенгламанинг таҳлиладан куйидагилар, яъни алмашинувчи элемент қалинлиги  $h$  ортиши билан қотириш кучи, алмашинувчи элементни кириш чуқурлиги  $b_z$  ва алмашинувчи элемент материални мустаҳкамлиги ортади,  $10^\circ$  дан  $90^\circ$  гача колосник ва алмашинувчи элемент бурчак қиялигини  $\alpha$  ортиши эса қотириш  $W$  кучи 59888 Н дан 0.25 Н гача камаяди. Ҳисоблашда колосник ва алмашинувчи элемент учун куйидаги катталиқ кўрсаткичлари ишлатилди:  $f=0.57$ ;  $[\sigma]=110$  МПа;  $h=0.004$  м;  $b_z=b=0.012$  м;  $g=9.806$  м/с<sup>2</sup> и  $m_{ec} \cdot g=0.026 \cdot 9.806=0.255$  Н,  $E=2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>,  $L=0.05975$  м [3, 4].

(7) тенгламани таҳлили шуни кўрсатдики  $x$  ўқ бўйича колосник ўрнатилган жойдан колосникни максимал эгилиш кучи  $W_x=10560$  Н га тенг ва алмашинувчи элемент эни ва баландлиги ҳамда материалга боғлиқ.

Тескари вазифани ечишда ( $W$  куч маълум, керакли куч эса  $Q$  бўлади) (1) тенгламани ўзгартирганимиздан сўнг куйидагини оламиз:

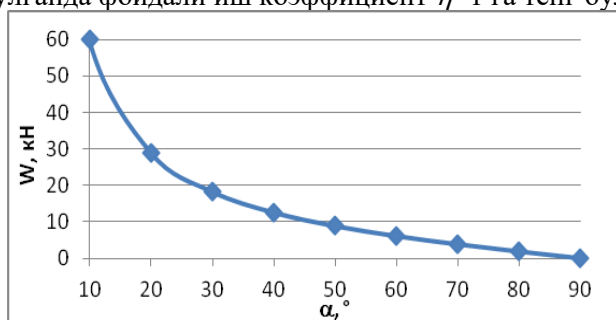
$$R = (f \cdot m_{ec} \cdot g + f \cdot [\sigma] \cdot \frac{h \cdot b_z}{\sin \alpha} + f \cdot [\sigma] \cdot \frac{h \cdot b_z}{\sin \alpha}) = f(m_{ec} \cdot g + 2 \cdot [\sigma] \cdot \frac{h \cdot b_z}{\sin \alpha}). \quad (8)$$

3-расм ва (8) тенглама таҳлили шуни кўрсатадики, алмашинувчи элемент массаси  $m_{ec}$ , материал мустаҳкамлиги  $[\sigma]$ , алмашинувчи элемент қалинлиги  $h$ , алмашинувчи элемент кириш жойи чуқурлиги  $b_z$  ва ишқаланиш коэффиценти  $f$  ортиши билан колосник ва алмашинувчи элемент орасидаги ишқаланиш кучи  $R$  ортади,  $10^\circ$  дан  $90^\circ$  гача колосник ва алмашинувчи элемент орасидаги бурчак қиялиги  $\alpha$  ортиши билан ишқаланиш кучи  $R$ , 34663 Н дан 6019 Н гача камаяди.

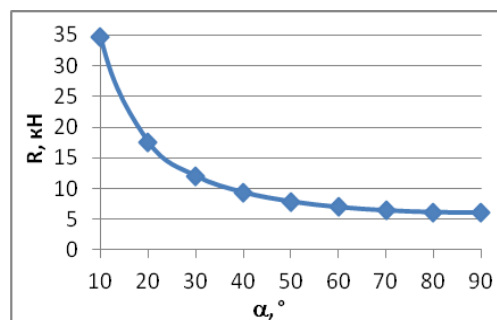
Клинли механизмга ўхшаш (6) ва (8) тенгликларни ҳисобга олган ҳолда колосник билан алмашинувчи элементни фойдали иш коэффиценти куйидагига тенг:

$$\eta = \frac{W}{R} = \frac{m_{ec} \cdot g + 2 \cdot [\sigma] \cdot \frac{h \cdot b_z}{\sin \alpha} \cdot \cos \alpha}{f \cdot (m_{ec} \cdot g + 2 \cdot [\sigma] \cdot \frac{h \cdot b_z}{\sin \alpha})} \quad (9)$$

4-расм ва (9) тенглама таҳлили шуни кўрсатдики, алмашинувчи элементли колосник бирикмасини фойдали иш коэффиценти  $\eta$ , асосан колосник ва алмашинувчи элемент бурчак қиялиги  $\alpha$  ва ишқаланиш коэффиценти  $f$  боғлиқ. Колосник ва алмашинувчи элемент қиялик бурчаги  $10^\circ$  дан  $90^\circ$  гача ошса, фойдали иш коэффиценти  $\eta$ , 1.73 дан 0 гача камаяди.  $\alpha=55^\circ$  бўлганда фойдали иш коэффицент  $\eta=1$  га тенг бўлади.



2-расм. Колосник ва алмашинувчи элементни қиялик бурчагини  $\alpha$  алмашинувчи элементни қотириш кучига  $W$  боғлиқлик ўзгариши



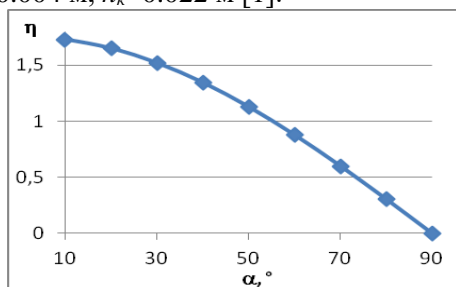
3-расм. Колосник ва алмашинувчи элементни қиялик бурчагини  $\alpha$  колосник ва алмашинувчи элемент орасидаги ишқаланиш кучига  $R$  боғлиқлик ўзгариши

Алмашинувчи элементни (5-расм)  $S_q=b$  масофада  $b_z=0$  кириш жойидан  $b_z=b$  кириш жойига силжишида алмашинувчи элементни қия юзаси колосникка  $S_w$  масофада вертикал йўналишда яқинлашади (Алмашинувчи элемент йўли).

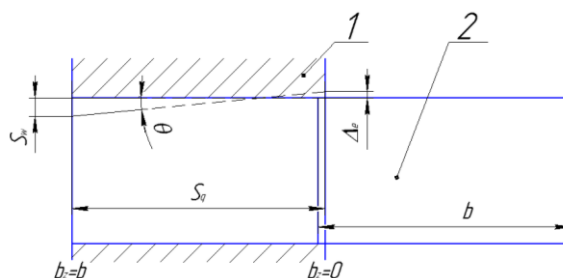
Ҳисоблаш учун колосник ва алмашинувчи элемент конструкциясига қўйилган алмашинувчи элемент  $S_q=b$  га силжитиш керак, бунда клин бурчаги  $\theta$  ва ишончли йўли  $S_w$  берилади.  $S_w$  йўли аввалдан куйидаги формула орқали ҳисобланади:

$$S_w = \Delta_e + \frac{W}{J_k} + \frac{W}{J_e} + h_x, \quad (10)$$

бу ерда:  $\Delta_e=0.0001$  м – колосникка алмашинувчи элементни эркин ўрнатиш учун колосник ва алмашинувчи элемент орасидаги ишончли тирқиш;  $h_x=0.0001$  м – узок вақт фойдаланиш пайтида колосник юзасида ишқаланиш ейилишини ҳисобга олган кўшимча йўли;  $W/J_k$  – колосник бикрлиги ( $J_k=E \cdot b \cdot h_k/L=883682008$  Н/м);  $W/J_e$  – алмашинувчи элемент бикрлиги ( $J_e=E \cdot b \cdot h/L=160669456$  Н/м). Ҳисоблашда қуйидаги кўрсаткичлар фойдаланилади  $E=2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>,  $L=0.05975$  м,  $b_z=b=0.012$  м,  $h=0.004$  м,  $h_k=0.022$  м [1].

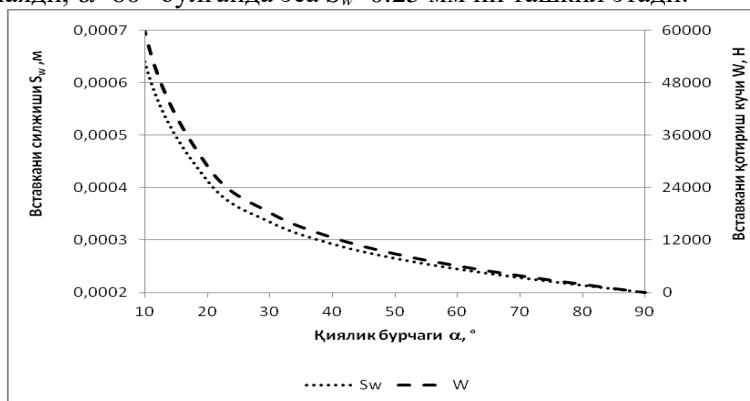


4-расм. Колосник ва алмашинувчи элементни қиялик  $\alpha$  бурчагини  $\eta$  фойдали иш коэффициентига боғлиқлик ўзгариши



5-расм. Колосникда (1) алмашинувчи элемент (2) силжисининг хисобий схемаси.

Тенгламани таҳлили 6-расмда кўрсатилган, бунда алмашинувчи элемент силжиши  $S_w$ , алмашинувчи элементни қотириш кучига  $W$  тўғри пропорционал ва алмашинувчи элемент қиялик бурчагини  $\alpha$  ва колосникни  $10^\circ$  дан  $90^\circ$  га ошиши билан алмашинувчи элемент силжиши 0.64 мм дан 0.2 мм гача камади,  $\alpha=60^\circ$  бўлганда эса  $S_w=0.25$  мм ни ташкил этади.



6-расм. Алмашинувчи элемент вертикал бўйича силжиши  $S_w$  ва алмашинувчи элементни қотириш кучи  $W$  ўзгаришини колосник ва алмашинувчи элементни қиялик бурчагига боғлиқлик графиги

Алмашинувчи элемент силжисини узатиш нисбати [4]:

$$i = \frac{S_w}{S_q} = \operatorname{tg} \theta. \quad (11)$$

$\alpha=60^\circ$  да кўчиш  $S_q=b=0.012$  м,  $S_w=0.0002458$  м бўлганда колосникни нисбий деформациясини ҳисоблаймиз:

$$\varepsilon = \frac{S_w}{S_q} = \frac{0.0002458 \text{ м}}{0.012 \text{ м}} = 0.020404 \quad (12)$$

Агар алмашинувчи элемент ва колосникни ишлаб чиқаришда қиялик  $\theta$  кўринишда ва  $S_q$  ва  $S_w$  силжиш учун ўлчамдан рухсат этилган оғишга йўл қўйилса, унда (11) формуладан  $\theta$  қиялик бурчагини аниқлаймиз

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{S_w}{S_q} = \operatorname{arctg} \varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{0.0002458 \text{ м}}{0.012 \text{ м}} = \operatorname{arctg} 0.020404 = 1^\circ 10'. \quad (13)$$

Силжиш  $S_q$  ва  $S_w$ , қиялик бурчаги  $\theta$  ва колосникни нисбий деформациясини  $\varepsilon$  қиймати, колосник ва алмашинувчи элемент конструкциясида ўрнатилиши керак.

Хулоса: Алмашинувчи элементли колосник бирикмасини кучга ҳисоби, ишқаланиш кучи  $R=6950.5$  Н ва фойдали иш коэффициентлари  $\eta=0.6$  бўлганда колосник ва алмашинувчи элемент қиялик бурчагини  $\alpha=60^\circ$  ҳисобга олиб, алмашинувчи элементни (4 мм қалинликда) қотиришнинг максимал кучи  $W=59888$  Н ташкил этишини аниқлаш имконини берди.

Бундай ҳолда алмашинувчи элементни тайёрлашни рухсат этилиши (4 мм қалинликда)  $S_w=0.245$  мм ва  $\theta=1^\circ 10'$  ташкил этади ( $W=59888$  Н ва  $R=6950.5$  Н учун).

#### АДАБИЁТЛАР

- [1] Мухаммадиев Д.М., Ахмедов Х.А., Ибрагимов Ф.Х., Мухаммадиев Ш.Д. Аррали жин колосникли панжараси // Патент Uz FAP № 01169 // Расмий ахборотнома. 2017. №1.
- [2] Мухаммадиев Д.М., Ахмедов Х.А. Исследование крепления колосников к брусу и соединения вставка-винт-колосник // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2014. №1. С.76–79.
- [3] Мухаммадиев Д.М., Ахмедов Х.А. Исследование движения семян по поверхности колосниковой решетки // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент. 2017. №4. С.78–80.
- [4] Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 1996. Т.2. С. 804–808.

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

10.09.2020 й.  
кабул қилинган

*Д.М. Мухаммадиев, Х.А. Ахмедов, И.О. Эргашев, Т.Д. Мухаммадиев. Расчет соединений колосника и вставки*  
В статье приведены результаты расчета соединений новой конструкции стального колосника пильного джина со вставкой. Определен коэффициент полезного действия соединения колосника со вставкой  $\eta=0.6$  с учетом силы трения, силы крепления вставки и угла наклона вставки. В результате установлено вертикальное перемещение вставки и угла наклона при сборке колосника со вставкой.

*D.M. Muhammadiev, Kh.A. Akhmedov, I.O. Ergashev, T.D. Muhammadiev. Calculation of rib and insertion*  
The article presents the results of calculating the joints of a new design of a steel rib of a saw gin with an insert. The efficiency of the rib connection with the insert was determined  $\eta=0.6$ , taking into account the friction force, the fastening force of the insert, and the angle of inclination of the insert. As a result, the vertical displacement of the insert and the angle of inclination was established when assembling the grate with the insert.

УЎК 621.01

**М.М. СУЛТОНОВ, А.А. ОБИДОВ, О.Т. МАМАТҚУЛОВ**

### **ТОЛАЛИ ПАХТА ЧИКИНДИЛАРИДАН АЖРАТИБ ОЛИНГАН ЙИГИРУВГА ЯРОҚЛИ ТОЛАЛАРНИНГ ФИЗИК МЕХАНИК ҲОССАЛАРИНИ АНИҚЛАШ ВА УЛАРНИНГ ТАҲЛИЛИ**

Маҳаллий ва иккиламчи хом ашёларни қайта ишлаш ҳисобига янги турдаги экспортбоп маҳсулотларни ишлаб чиқариш ички потенциалардан оқилона фойдаланиш бўлади. Толали пахта чикиндилари таркибида йигирувга яроқли толалар (12.7 мм ўлчамдан узун бўлган толалар) мавжудлиги олдиндан илм-фанда исбот қилинган [1].

Республикамизда ҳозирги кунда корхонадан чиқаётган толадор чикиндилар таркибида кўплаб фракциялар мавжуд бўлиб, энг асосийси узун, йигиришга яроқли толалар ҳисобланади. Бу толалар юқорида таъкидлаб ўтилганидек чикиндига чиқиб кетишига йўл қўймастик даркор [2].

Янги асрда илмий-техник лаборатория асбоб-ускуналарни такомиллашуви ҳамда Республикада халқоро ISO стандартларини ўзлаштирилиши ва корхоналарга янги лаборатория тизимларини кириб келиши билан пахта чикиндилари таркибидаги йигирувга яроқли толаларни сифат кўрсаткичлари ҳамда физик-механик хоссалари чуқурроқ ўрганила бошланди. Маълумки, пахта чикиндилари асосан пахта тозалаш корхоналаридан ҳамда пахта толаларидан калава ип йигириш корхоналаридан ажралиб чиқмоқда [3, 4].

Юқоридаги масалаларни хал қилиш мақсадида Наманган муҳандислик-технология институти илмий олимлари томонидан Косонсой пахта тозалаш корхонасида пахта чикиндиларидан йигирувга яроқли толаларни ажратиб берувчи инновацион машина яратилиб, машинанинг ишлаб чиқариш нусхаси тайёрланди [5]. Ушбу қурилмада илмий-амалий тадқиқотлар олиб борилмоқда.

Маълумки, пахта чикиндиларига аралашган тоза, йигиришга яроқли толалар миқдори қуйидаги формула билан аниқланади.

$$B=100q_m/q_{\text{чик}} \quad \text{ёки} \quad B=100 q_m/(q_{ja}+q_m),$$



бу ерда  $q_m$  – чиқиндиларга аралашган тоза тола миқдори;  $q_{чик}$  – чиқиндиларни тоза тола билан миқдори;  $q_{ja}$  – ифлос аралашма миқдори.

Чиқиндиларга қўшилган тоза тола миқдорини билдирувчи коэффициент  $K_m$  қуйидагича топилади:

$$K_m = q_m / q_{ja} \quad \text{ёки} \quad K_m = B / (100 - B)$$

Йигирувга яроқли толаларни пахта чиқиндиларидан ажратиб олиш илмий-амалий тадқиқотлар лаборатория шароитида, Япониянинг “Shrilly Analyser-Mk-2” кичик ускунасида амалга оширилиб, дастлабки натижалар олинди.

1-жадвал

**Пахта чиқиндиси бўлган № 3,7,11-стандартлар таркибидаги толаларни ва яроқсиз чиқиндиларни оғирлиги бўйича ажратиш натижалари (чиқинди I-нав толадан олинган)**

Чиқинди намуналари олинган корхона	Чиқинди намунаси оғирлиги	Чиқинди стандарти №3, грамм		Чиқинди стандарти №7, 11, грамм		№3.7.11-чиқинди стандартларини ўртача кўрсаткичи	
		Тажрибадан сўнг олинган тоза тола	Яроқсиз чиқинди	Тоза тола	Яроқсиз чиқинди	Олинган тоза тола	Олинган яроқсиз чиқинди
“NamTeks”	100	58.70	41.30	62.90	37.10	60.80	39.20
“RUSO UZBEK TEKS”	100	59.10	40.90	64.15	35.85	61.62	38.38

1-жадвалдаги, I-навли, С 65-24 селекция навли пахта толаларидан чиққан чиқиндилар таркибидаги тоза йигирувга яроқли толаларнинг чиқиш фоизи максимал, яъни 60-61 фоиз кўрсаткичда бўлмоқда. Пахта толасининг саноат нави пасайиб бориши билан унинг чиқиндисидан олинадиган тоза тола фоизи ҳам мос равишдан пасайиб боради.

Ушбу чиқиндилардан ажратиб олинган тоза, йигирувга яроқли пахта толаларини USTER-3 лаборатория тизимида сифат кўрсаткичлари аниқланди.

2-жадвал

**№ 3,7,11– стандарт чиқиндиларидан ажратиб олинган йигирувга яроқли толаларни сифат кўрсаткичлари:**

Чиқиндилардан ажратиб олинган тоза толалар		S 2.5 Узун толалар, мм	S50 ва бошқа узунликдаги толалар, %	SFC Калта толалар, %	UP Ўрта толалар	Бир ҳиллик коэффициенти, %
№3 Чиқинди стандартдан олинган тола бўйича.	“NamTeks” бўйича	30.8 (26.1)	14.8	14.2	44.9	80.6
	“RUSO UZBEK TEKS” бўйича	29.0 (24.6)	10.2	30.7	41.6	75.6
№7,11 Чиқинди стандартдан	“NamTeks” бўйича	30.2 (25.6)	10.8	21.3	42.2	77.0
Олинган тола бўйича	“RUSO UZBEK TEKS” бўйича	27.2 (24.2)	9.7	32.2	40.1	75.8

2-жадвалда тадқиқотларда олинган толаларни янги лаборатория тизимида таҳлили келтирилган бўлиб, жадвал бўйича таҳлил қилинадиган бўлса, 30.8, 29.0, 30.2, 27.2 мм узунликлардаги толалар 100 % йигирувга яроқли, тоза тола ҳисобланади. Калта толалар фоиз ўрта ҳисобда 24.6 % ни ташкил қилмоқда. Бу ҳам табиий ҳолатдир.

Пахта чиқиндиларидан йигирувга яроқли толаларни ажратиб олиш янги қурилмада Наманган – 34, Наманган – 77 ва Андижон – 35 селекция нави пахта толаларидан чиққан чиқиндиларнинг таркибидаги тоза толалар 2019 йил 14 январда ажратиб олинди.

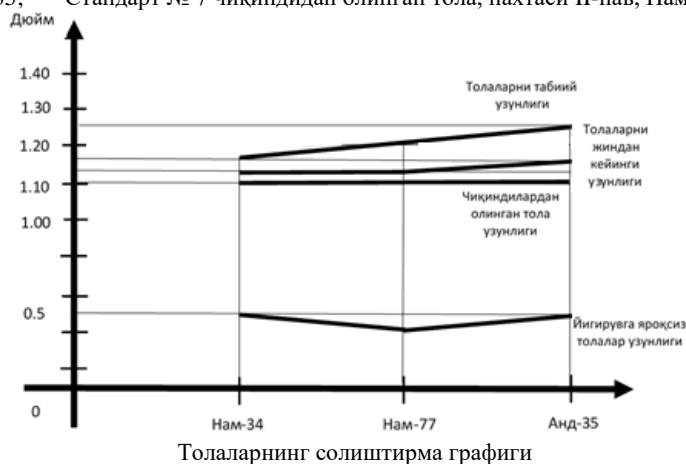
3-жадвалдаги, чиқиндилардан ажратиб олинган тоза толаларни физик-механик хоссаларини таҳлил қилинса, барча 12 ҳил сифат кўрсаткичлари толаларни тўла йигирувга яроқли-гини кўрсатмоқда. Жадваллардаги толаларнинг юқори ўртача узунлиги 1.08, 1.09, 1.10, 1.12 дюймни, яъни 32–33.5 мм бўлаётгани жуда ижобий натижа. Бу эса IV-V типли тола ҳисобланади.

Толаларни юқори ўртача узунлиги бўйича солиштирма графикни кўриб чиқамиз. Расмда Lep - толаларни юқори ўртача узунлиги бўйича; толани табиий узунлиги, жиндан кейинги узунлиги, чиқиндилардан ажратилган тола узунлиги ва йигирувга яроқсиз толалар узунликларининг солиштирма кўриниши акс эттирилди. Фарқли бир-бирдан кескин бўлаётганини чуқур таҳлил қилиш мумкин бўлади.

**Янги “Пахта чиқиндиларидан йигирувга ярқли толаларни ажратиб олиш қурилмаси” дан олинган толаларни HVI 900-SA лаборатория тизимидаги сифатини аниқлаш бўйича натижа**

№	Толанининг HVI лаборатория тизимидаги сифат кўрсаткичлари номи ва белгиси	HVI лаборатория тизимидаги сифат кўрсаткичлари		
		Улюкдан* олинган тола сифати	Ст-3 дан** олинган тола сифати	Ст-7 дан*** олинган тола сифати
1	Толани юкори ўртача узунлиги, дюйм, мм	1.09 дюйм 32.7 мм	1.10 дюйм 32.9 мм	1.10 дюйм 32.9 мм
2	Узунлик бўйича бирхиллик,%	82.7	83.5	81.4
3	Калта толалар индекс,%	11.5	9.4	13.6
4	Микронеър, толанинг пишиб етилганлиги ва ингичкалиги	4.8	4.9	4.8
5	Узилишдаги узайиш,%	4.7	7.2	4.8
6	Солиштирма узилиш кучи,гс/текс.	26.0	35.1	27.1
7	Нур қайтариш коэффиценти, %	62.4	61.8	57.4
8	Толанинг сарғайиш даражаси.	9.0	9.9	10.9
9	Ифлослик коди.	0	0	3
10	Ифлос аралашмалар миқдори.	21	34	16
11	Ифлос аралашмалар майдони.	1.4	1.2	1.1
12	Толанинг ранги бўйича нави.	52-2	53-2	63-2

\*Улюк толали чиқиндидан олинган тола, пахтаси I-нав, Наманган-34; \*\*Стандарт № 3 чиқиндидан олинган тола, пахтаси II-нав, Андижон-35; \*\*\*Стандарт № 7 чиқиндидан олинган тола, пахтаси II-нав, Наманган-77.



**Хулоса. 1.** Пахта ва тўқимачилик саноатлари корхоналаридан ажралиб чиқаётган пахта чиқиндилари таркибидаги тоза, йигирувга ярқли толаларни ажратиб олиш мақсадга мувофиқдир.

2. Чиқиндилардан тоза толаларни ажратиб олинишнинг иқтисодий афзаллиги шундаки, бугунги кунда 1 кг пахта чиқиндилари 2000 сўмга сотилмоқда, тоза толанинг нархи 11-12 минг сўмни ташкил этмоқда.

3. Чиқинди ва тоза толаларни ажратиб олиниши, саноатда “Тола йўқотилиши” га барҳам беради.

4. Чиқиндидан тоза тола ажратиб олиниши, саноатда қўшимча маҳсулот ишлаб чиқариш ва экспорт ҳажмини кўпайишига олиб келади.

#### АДАБИЁТЛАР

- [1] Жабборов Ғ.Ж., Отаматов Т.У., Хамидов А.Х. Чититли пахтани ишлаш технологияси. Тошкент: “Ўқитувчи”. 146 – 150 б.
- [2] Obidov A., Akhmedhodjaev Kh., Sarimsakov O., Holikov Q. Investigation of the Properties of Fibrous Cotton Seeds, for Sorting on a Mesh Surface. Engineering, 2018. N10. P. 572-578.
- [3] Узбекский центр сертификации хлопкового волокна «SIFAT». Методическое пособие. Ташкент. 2001. С. 2–20.
- [4] Obidov A., Mamatqulov O., Sultonov M. Theoretical analysis of the movement of Cotton piece on the slope surface // International conference. 27.04.2018. Berlin, 2018. P.151–156.
- [5] Султанов М.М., Сафаров Н.М., Обидов А.А. Йигиришга ярқли толаларни ажратиш қурилмаси игнали барабанини тадқиқ қилиш // НамМТИ илмий техника журнали. 2020 й. №2.

Наманган муҳандислик-технология институти

15.06.2020 й.  
кабул қилинган

**М.М. Султонов, А.А. Обидов, О.Т. Маматкулов. Определения и анализ физико-механических свойств волокон, отделенных от хлопковых отходов**

Выделены качественные волокна для прядения из хлопковых отходов. Произведена дополнительная текстильная продукция в процессе организации комплексов текстильных кластеров, что способствует росту экономики в отрасли. Обоснована важность качества волокна, произведенного на новой созданной волоконотделительной машины из отходов селекционных сортов хлопчатника Наманган-34, Наманган-77 и Андижан-35. Определены физико-механические свойства волокон используемых для прядения.

**М.М. Sultanov, A.A. Obidov, O.T. Mamatqulov. Determination and analysis of the physical and mechanical properties of fibers separated from cotton waste**

The selection of suitable fibers for spinning from cotton waste and to produce additional textile products during the organization of complexes of textile clusters. This is the most important task from the point of view of the industry economy. In the newly invented fiber separation machine, suitable fibers for spinning in breeding varieties such as; Namangan-34, Namangan-77 and Andijon-35, as well as the determined physical and mechanical properties of the fibers. The resulting results are analyzed.

УДК 677.21: 177.21.004.15.

**О.С. НОРКУЗИЕВ**

## **РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ПОЛНОТЫ ПЕРВОГО СБОРА ХЛОПКА ВЕРТИКАЛЬНО–ШПИНДЕЛЬНЫМИ ХЛОПКОУБОРОЧНЫМИ МАШИНАМИ**

Особенностью хлопчатника является то, что на кусте растения могут одновременно находиться цветок, зелёная семенная коробочка и созревшая коробочка. При созревании хлопка, по мере увеличения его массы, наблюдается явление опадания части долек хлопка из створки коробочки на расположенные снизу ветви стеблей (коробочки хлопчатника не созревают одновременно по всей высоте куста хлопчатника, рис. 1 [1]). Поэтому в условиях Узбекистана первый сбор хлопка вертикально-шпиндельными хлопкоуборочными машинами проводится при созревании 65 – 75% урожая хлопчатника. При сборе хлопка машинами ветви кустов, несозревшие коробочки и другие части хлопчатника препятствует рабочим органам вертикально – шпиндельных аппаратов (ВША) хлопкоуборочных машин (ХУМ). Чтобы оценить вероятность контакта рабочих органов ХУМ с созревшим хлопчатником, проведем исследования с использованием расчётных параметров [2].

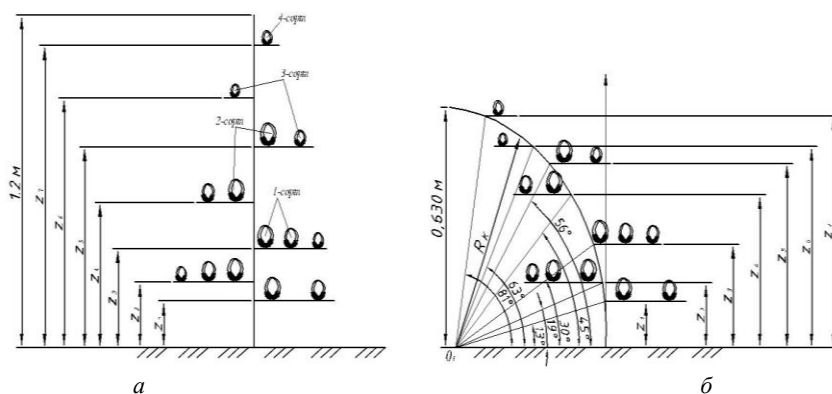


Рис. 1. Схемы созревшей коробочки куста хлопчатника (а) и куста хлопчатника при входе в рабочую зону ХУМ (б)

Хлопчатник представляет собой растение со средней высотой стебля 120 см (см. рис. 1) и диаметром коробочек 2.5 – 6.5 см, состоящих из трех – пяти гнезд. В процессе созревания коробочка раскрывается тремя (у тонковолокнистых сортов) или пятью (у средневолокнистых сортов) створками (рис 2). Например, сорт Ан-Баяут имеет раскидистую форму куста. Ветви гуза-пайи закладываются на 5–6 узлах. В 4 – 5 створчатой коробочке находятся дольки хлопка, содержащие 7 – 9 семян, покрытых длинными (волокнами) и короткими (подушками) волокнами. Диаметр раскрытой коробочки достигает 7 см. Дольки зажаты между стенками створок. Кроме того, волокна долек часто защемляются между складками кожистой части, которые образуются при высыхании. Процесс извлечения долек из створок может также задерживаться шипами, расположенными на верхних ребрах створок. Плоды хлопчатника расположены в стебле конусообразно (см. рис 1).

Для уточнения расчетной модели полноты сбора хлопка ХУМ с составными шпинделями уборочного аппарата принимаем следующие допущения:

1. Вероятностный диапазон колебаний полноты первого сбора урожая хлопка ВША с диаметром созревшей коробочки, равным  $d = 6.0$  см, составляет  $\Pi_a = 85 \div 87\%$  [2], при меньшем среднем диаметре созревшей коробочки, равным  $d = 5.0$  см, полнота сбора урожая хлопка ВША снижается до 80%.

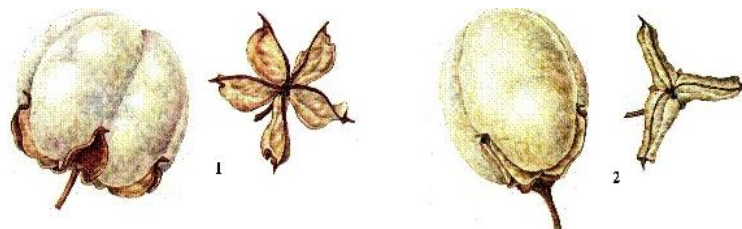


Рис. 2. Хлопковая коробочка с пятью (средневолокнистые сорта) (1) и тремя створками (тонковолокнистые сорта) (2)

Согласно ранее выполненным [2] расчетам, определяем полноту сбора с куста хлопчатника в виде

$$l_C = (30\alpha_{ш}z_3V_M)/(\pi n_b z_{ш}), \quad (1)$$

где  $l_C$  – суммарная длина отрезков взаимодействия зубьев одного шпинделя с лентой;  $\alpha_{ш}$  – центральный угол шпинделя;  $V_M$  – скорость движения упругой ленты из сжатого хлопкового волокна;  $n_b$  – частота вращения шпиндельных барабанов;  $z_{ш}$  – количество шпинделей на одном барабане.

Коэффициент обработки  $K_{Л1}$  ленты шпинделя уборочного аппарата (УА) с одной кратностью с двумя парно работающими барабанами определяем по формуле

$$K_{Л1} = 2l_C/l_K, \quad (2)$$

или с учетом [3]

$$K_{Л1} = (2z_3/\pi) \arcsin \sqrt{h_3/2r_{ш}}, \quad (3)$$

где  $l_K$  – длина отрезка ленты, обрабатываемой шпинделем при повороте шпиндельного барабана на центральный угол  $2\pi/z_{ш}$ ;  $z_3$  – число рядов зубьев в поперечном сечении шпинделя,  $h_3$  – рабочая высота зуба шпинделя.

При идеальном состоянии и регулировке шпинделей, съемников и их привода этот коэффициент пропорционален полноте сбора  $\Pi_1$  аппарата, поэтому можно принять

$$\Pi_1 = 100K_{Л1} \%. \quad (4)$$

Вычислим полноту сбора УА с двукратной обработкой кустов хлопчатника серийными 12 шпиндельными  $\Pi_{ср}$  и 14 – шпиндельными барабанами аппарата  $\Pi_{нв}$ :

$$\Pi_2 = \Pi_1 + (100 - \Pi_1)K_{Л1}, \quad (5)$$

откуда получим значения полноты сбора, равные:  $\Pi_{ср}P(d_c) = 85\%$ ,  $\Pi_{нв}P(d_c) = 87\%$ .

2. Используя результаты расчетов  $\Pi_{ср}$  и  $\Pi_{нв}$ , определим полноту сбора для 1, 2, 3, 4 сортов хлопка, имеющих различные диаметры созревших коробочек. В качестве примера для расчета среднего диаметра коробочки принимаем предельное условие созревания 100% – урожая хлопка при его средней массе  $G_y = 400$  г/м<sup>2</sup> на модельном поле с растением хлопчатника (РХ). При этом в структуре урожая учитываем долевые массы созревших коробочек 1-го сорта  $0.5G_y$  с массой одной коробочки, равной  $G_y = 7.4$  г, количество которых составляет

$$N_{дл} = \frac{0.5 \cdot 400}{7.4} = 21 \text{ шт/м}^2,$$

1-го сорта  $0.5G_y$  с массой одной коробочки, равной  $G_y = 6.66$  г, количество которых составляет

$$N_{дл} = \frac{0.25 \cdot 400}{6.66} = 15 \text{ шт/м}^2,$$

2-го сорта  $0.5G_y$  с массой одной коробочки, равной  $G_y = 5.92$  г, количество которых составляет

$$N_{дл} = \frac{0.25 \cdot 400}{5.92} = 16 \text{ шт/м}^2,$$

3-го сорта  $0.5G_y$  с массой одной коробочки, равной  $G_y = 3.7$  г, количество которых составляет

$$N_{дл} = \frac{0.25 \cdot 400}{3.7} = 27 \text{ шт/м}^2.$$

Учитывая результаты данных вычислений, расчетные значения диаметров созревших коробочек хлопка-сырца для каждого сорта принимаем:

1-го сорта –  $d_0=6.08$  см, 2-го сорта –  $d_0=5.98$  см, 3-го сорта –  $d_0=5.73$  см, 4-го сорта –  $d_0=4.9$  см.

3. На основании представленных данных определяем наиболее вероятный размер диаметра коробочек созревшего хлопка для отдельного поля с РХ при  $G_y=400$  г/п.м:

$$d_c = \frac{(6.08 \cdot 27 + 5.98 \cdot 15 + 5.73 \cdot 10 + 4.9 \cdot 10)}{27 + 15 + 10 + 10} = 5.81 \text{ см}$$

Расчетная схема перестройки структуры модельного растения хлопчатника высотой  $H_k=1.2$  м в продольно-вертикальной плоскости рабочей щели ВША высотой  $H_k=0.63$  м представлена на рис.1.

Если первый машинный сбор выполняется при 75%-ном раскрытии коробочки хлопка, то средний диаметр коробочки с учетом только 1- и 2-го сортов хлопка определим по формуле

$$d_c^{0.75} = \frac{(6.08 \cdot 27 + 5.98 \cdot 15)}{27 + 15} = 6.045 \text{ см.}$$

Если первый машинный сбор выполняется при 90%-ном раскрытии коробочки хлопка, средний диаметр коробочки с учетом только 1 – 3-их сортов хлопка определим по формуле

$$d_c^{0.9} = \frac{(6.08 \cdot 27 + 5.98 \cdot 15 + 5.73 \cdot 10)}{27 + 15 + 10} = 5.98 \text{ см.}$$

Выполненные расчеты свидетельствуют о том, что при созревании урожая в диапазоне от  $0.75G_y$  до  $0.9G_y$  наблюдается тенденция снижения среднего диаметра коробочки созревшего хлопка от 6.049 до 5.81 см.

4. Средневолокнистые сорта хлопчатника с диаметром коробочек  $d_k=6.56-7.2$  см имеют до  $N_l=48$  летучек с массой  $G_{лр}=0.185 \cdot 48=8.88$  г.

Допустим, что при сборе таких растений хлопчатника ВША достигается максимальная полнота сбора, равная  $\Pi_m=87.3\%$ . Используем следующие расчетные данные о полноте сбора хлопка ВША:  $\Pi_1=86\%$ , при  $d_c=6.0$  см,  $\Pi_1=80\%$  при  $d_c=5.0$  см.

На основании этих данных получим формулу для расчетной оценки полноты первого сбора хлопка машинами ВША в виде

$$\Pi(d_c) = 85 + 5.21(d_c - 6) + 1.21(d_c - 6)^2. \quad (6)$$

Если принять  $d_c=6.56$  см, то получим

$$\Pi(6.56) = 85 + 5.21(6.56 - 6) + 1.21(6.56 - 6)^2 = 88.3 \%$$

Если принять  $d_c=5.0$  см, то получим

$$\Pi(5) = 85 + 5.21 + 1.21 = 81 \%$$

5. Выполним расчетную оценку полноты сбора хлопка ВША при различном созревании урожая:

- при  $0.75G_y$ , когда  $d_c=6.045$  см,

$$\Pi(6.045) = 85 + 5.21(6.045 - 6) + 1.21(6.045 - 6)^2 = 85.23\% ;$$

- при  $0.9G_y$ , когда  $d_c=5.88$  см,

$$\Pi(5.88) = 85 + 5.21(5.88 - 6) + 1.21(5.88 - 6)^2 = 84.39\% ;$$

- при  $0.9G_y$ , когда  $d_c=5.81$  см,

$$\Pi(5.81) = 85 + 5.21(5.81 - 6) + 1.21(5.81 - 6)^2 = 84.05\% .$$

Согласно ранее выполненным расчетам, проведем оценку полноты сбора хлопка для различных сортов:

- для 1-го сорта при  $d_c=6.08$  см

$$\Pi(6.08) = 85 + 5.21(6.08 - 6) + 1.21(6.08 - 6)^2 = 85.425\% ;$$

- для 2-го сорта при  $d_c=5.98$  см

$$\Pi(5.98) = 85 + 5.21(5.98 - 6) + 1.21(5.98 - 6)^2 = 84.89\% ;$$

- для 3-го сорта при  $d_c=5.73$  см

$$P(5.73) = 85 + 5.21(5.73 - 6) + 1.21(5.73 - 6)^2 = 83.68\% ;$$

- для 4-го сорта при  $d_C = 4.9$  см

$$P(4.9) = 85 + 5.21(4.73 - 6) + 1.21(4.73 - 6)^2 = 80.73\% ;$$

- полученные расчетные данные полноты сбора хлопка для различных сортов хлопчатника отражены на графике (рис. 3).

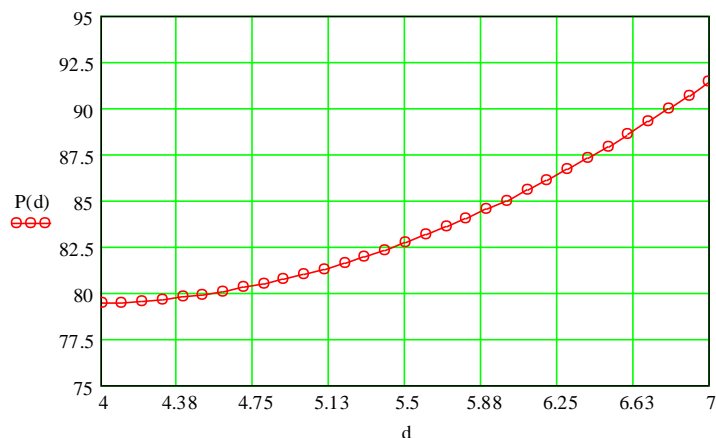


Рис. 3. Расчетная оценка полноты сбора хлопка  $P(d)$  для различных сортов в зависимости от диаметра  $d$  коробочек

Приведенные расчетные данные показывают (рис.3), что ВША достигает большой полноты сбора при созревших коробочках хлопка (с увеличенным диаметром), при этом наблюдается существенное снижение полноты сбора на незозревших коробочках (4-го сорта хлопка по сравнению с 1- и 2-го сортами).

При созревании урожая хлопка в диапазоне  $0.75G_y - 1.0G_y$  при первом сборе ВША наблюдается тенденция снижения полноты сбора с 85.42 до 84.89%. Это связано с увеличением густоты раскрытых коробочек хлопка в кустах хлопчатника, которые уменьшают вероятность контакта, перекрывая раскрытые коробочки друг с другом и с поверхностями шпинделя.

Еще одной из основных причин уменьшения полноты сбора хлопка машинами ВША является «переформирование структуры кустов хлопчатника высотой  $H_k=1.0 - 1.2$  м в продольно-вертикальной плоскости рабочей камеры ВША на высоте  $H_k=0.63$ м» [4], что приводит к расслоению ветвей хлопчатника и препятствует съёму долек хлопка из раскрытых коробочек.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] С а б л и к о в М. В. Хлопкоуборочные машины. М.: Агропромиздат, 1985. –125 с.
- [2] Г л у щ е н к о А. Д., Т а ш б о л т а е в М. Т. Динамика и оптимизация хлопкоуборочного аппарата многократной обработки растений хлопчатника. Ташкент: Фан, 1990. – 232 с.
- [3] Отчет о научно-исследовательской работе по теме: «Разработка, совершенствование параметров универсального шпинделя, его изготовление и испытание» (промежуточный). НИЦ ПОМ при ТГТУ. Ташкент, 2015. –58 с.
- [4] Отчет о научно-исследовательской работе по теме: «Разработка, усовершенствование параметров универсального шпинделя, его изготовление и испытание» (промежуточный). ИМиСС АН РУз, Ташкент, 2017. –112 с.

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

Дата поступления  
23.10.2020.

**О.С. Норкузиев. Пахта терии аппарати шпинделининг ишчи минтақасида пахта хом ашёсининг терим тўлалиги ҳисобий таҳлили**

*Мақолада пахта терии машинаси ишчи органи шпинделининг очилган пахта чаноги билан ўзаро таъсири математик ва графоаналитик моделлаштирилиб, турли диаметрли ва сонли ВША шпинделининг ишчи минтақасида пахта толасини ўраб олиш эҳтимолий миқдори ҳисобланган.*

**O.S. Norkuziev. Estimated assessment of completeness of the first cotton harvest spindle cotton harvesters**

*In article the mathematical and graphic-analytical probabilistic analysis in the course of winding of cotton from the opened cotton box is carried out, and calculation of quantity of segments of the cotton which is reeled up on a spindle at various values of diameter and quantity of spindles of VShA is carried out.*

### АЛГОРИТМ РАСЧЕТА И ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕТИКИ НДС ТОНКОСТЕННЫХ СТЕРЖНЕЙ С УЧЕТОМ ДИАГРАММЫ ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ И ПОВРЕЖДАЕМОСТИ

Повышение прочности, снижение материалоемкости, интенсификация рабочих параметров конструкций – наиболее важные условия повышения эффективности их применения в сферах строительства, машиностроения, энергетики. Как известно, работа большинства несущих элементов тонкостенных конструкций происходит на фоне выхода материалов за пределы упругости в наиболее напряженных участках. При действии циклических нагрузок это приводит к возникновению ряда дополнительных явлений [1–3].

Следует отметить, что в последние годы интенсивно развивается подход, основанный на введении макроскопического параметра, характеризующего на макроуровне степень поврежденности материала (скалярного, векторного и тензорного характера).

Общая формулировка феноменологического подхода к описанию в тензорном виде накопления повреждений дана А.А.Ильюшиным. В работах В.В.Москвитина [2] рассмотрены некоторые виды уравнений состояний, описывающих упругопластические и вязкопластические свойства материалов с учётом накопления повреждений, а также критерии малоциклового прочностного при переменном нагружении.

Работа акад.Т.Р. Рашидова и Т.Юлдашева [4] посвящается проблеме математического моделирования в нелинейной теории тонкостенных конструкций при повторно-переменном и динамическом нагружении.

В данной работе на основе теории малых упругопластических деформаций рассмотрены задачи моделирования и анализ НДС тонкостенных конструкций с учетом диаграммы циклического деформирования и повреждаемости. Для решения краевых задач тонкостенных конструкций текущие компоненты напряжений выражаем через деформации [3]:

$$\begin{aligned} \sigma_{11}^{(k)} &= 3G \left\{ e_{11}^{(k)} - \omega^{(k)} e_{11}^{(k)} - \sum_{m=1}^{k-1} \omega^{0(k-m)} \bar{e}_{11}^{0(k-m)} \right\}, & \sigma_{12}^{(k)} &= G \left\{ e_{12}^{(k)} - \omega^{(k)} e_{12}^{(k)} - \sum_{m=1}^{k-1} \omega^{0(k-m)} \bar{e}_{12}^{0(k-m)} \right\}, \\ \sigma_{13}^{(k)} &= G \left\{ e_{13}^{(k)} - \omega^{(k)} e_{13}^{(k)} - \sum_{m=1}^{k-1} \omega^{0(k-m)} \bar{e}_{13}^{0(k-m)} \right\}. \end{aligned} \quad (1)$$

Для вывода уравнений равновесия тонкостенных конструкций при циклическом нагружении используем вариационный принцип Лагранжа:

$$\delta(A - \Pi) = 0, \quad (2)$$

где  $\delta\Pi$  – вариация потенциальной энергии, в данной постановке имеющей вид

$$\delta\Pi = \int_V \sum_{i=1}^3 \bar{\sigma}_{ii}^{(n)} \delta \bar{e}_{ii}^{(n)} dV = \int_V \left[ \bar{\sigma}_{11}^{(n)} \delta \bar{e}_{11}^{(n)} + \bar{\sigma}_{12}^{(n)} \delta \bar{e}_{12}^{(n)} + \bar{\sigma}_{13}^{(n)} \delta \bar{e}_{13}^{(n)} \right] dV. \quad (3)$$

Вариация работы внешних сил  $\delta\bar{A}$  принята в виде

$$\delta\bar{A} = \int_V \sum_{i=1}^3 \bar{p}_i^{(n)} \delta \bar{u}_i^{(n)} dv + \int_s \sum_{i=1}^3 \bar{q}_i^{(n)} \delta \bar{u}_i^{(n)} ds + \int_{s_1} \sum_{i=1}^3 \bar{f}_i^{(n)} \delta \bar{u}_i^{(n)} ds_1 \Big|_x, \quad (4)$$

где  $\bar{p}_i^{(n)}$  – объемные силы;  $\bar{q}_i^{(n)}$  – поверхностные силы;  $\bar{f}_i^{(n)}$  – торцевые силы.

Для описания упругопластических свойств стержня при циклических нагружениях используются обобщенный принцип Мазинга, обобщенная диаграмма деформирования [2, 5]. При использовании диаграмм деформирования А.П.Гусенкова–Г.В.Москвитина  $\bar{\varepsilon}_s^{(n)} = 2\varepsilon_s$ ,  $\lambda_n = 1 - g_n$ , где  $g_n$  определяется экспериментально, а при учете накопления повреждений

$$\bar{\varepsilon}_s^{(n)}(\eta) = \alpha_1^{n-z} (1 + \alpha_1) \varepsilon_s + (3G)^{-1} B^{1/\alpha} \cdot \left[ 1 - 0,5(1 + \alpha_1) \alpha_1^{n-2} \right] \left[ 1 - (1 - \eta)^{1+\alpha} \right]^{1/\alpha} (n-1)^{-1/\alpha}. \quad (5)$$

При линейном упрочнении функция пластичности определяется по формуле

$$\omega^{(n)} = \begin{cases} 0, & \text{при } \bar{\varepsilon}_u^{(n)} \leq \bar{\varepsilon}_s^{(n)}(\eta) \\ \lambda_n \left[ 1 - \frac{\bar{\varepsilon}_s^{(n)}(\eta)}{\bar{\varepsilon}_u^{(n)}} \right], & \text{при } \bar{\varepsilon}_u^{(n)} > \bar{\varepsilon}_s^{(n)}(\eta) \end{cases} \quad (6)$$

Функция повреждаемости  $\eta(n)$  определяется из модифицированного кинетического уравнения [2]

$$\frac{d\eta}{d\lambda} = A \frac{(\bar{\sigma}_u^{(n)})^\alpha}{(1 - \gamma\eta^r)^\beta}, \quad (7)$$

при условиях  $\eta(0) = 0$ ,  $\eta(\lambda_*) = 1$ , где  $\lambda_*$  – число полуциклов до наступления предельного состояния (разрушения). Если  $\gamma = 1$ ,  $r = 1$ ,  $\alpha = \beta$ , из уравнения (7) получится уравнение Качанова – Работнова.

Рассмотрим тонкостенный стержень произвольного сечения при воздействии внешних пространственно-переменных сил. На основании известных допущений и гипотезы выражения для перемещений точек стержня при циклическом нагружении представим в виде [6]

$$\begin{aligned} \bar{u}_1^{(n)} &= \bar{u}^{(n)} - y\bar{\alpha}_1^{(n)} - z\bar{\alpha}_2^{(n)} + \varphi\bar{v}^{(n)} + a_1\bar{\beta}_1^{(n)} + a_2\bar{\beta}_2^{(n)}, \\ \bar{u}_2^{(n)} &= \bar{v}^{(n)} - z\bar{\theta}^{(n)}, \bar{u}_3^{(n)} = \bar{w}^{(n)} + y\bar{\theta}^{(n)}, \end{aligned} \quad (8)$$

где  $\alpha_1^{(n)}$ ,  $\alpha_2^{(n)}$  – углы поворота сечения при чистом изгибе при  $n$ -ном нагружении;  $\beta_1^{(n)}$ ,  $\beta_2^{(n)}$  – углы поперечного сдвига;  $\theta^{(n)}$  – угол кручения,  $v_1^{(n)}$  – погонная закрутка при  $n$ -ном нагружении;  $\varphi$  – функция кручения.

Используя модели Т.Буриева [3] из вариационного уравнения (2) с учетом (8), получили систему дифференциальных уравнений равновесия для стержня при циклических нагружениях в векторной форме:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dx} \left[ (A^{yn} - A^{nl(k)}) \frac{d\bar{V}^{(k)}}{dx} + (B^{yn} - B^{nl(k)}) \bar{V}^{(k)} \right] + (C^{yn} - C^{nl(k)}) \frac{d\bar{V}^{(k)}}{dx} + (D^{yn} - D^{nl(k)}) \bar{V}^{(k)} = \bar{F}^{(k)} + \\ & + \frac{d}{dx} \left( A^{nl(k)} \frac{d\bar{V}^{-0(k-1)}}{dx} + B^{nl} \bar{V}^{-0(k-1)} \right) + C^{nl(k)} \frac{d\bar{V}^{-0(k-1)}}{dx} + D^{nl(k)} \bar{V}^{-0(k-1)} + \sum_{m=1}^{k-1} \left\{ \frac{d}{dx} \left[ A^{nl(k-m)} \frac{d}{dx} (\bar{V}^{-0(k-m)} - \bar{V}^{-0(k-m-1)}) \right] + \right. \\ & \left. + B^{nl(k-m)} (\bar{V}^{-0(k-m)} - \bar{V}^{-0(k-m-1)}) \right\} + S_z(\rho) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + (J_x(\rho) + (J_z(\rho)) \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}) \delta\varphi + \left( S_x(\rho) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + J_x(\rho) \frac{\partial^2 \varphi_z}{\partial t^2} + \right. \\ & \left. + J_{xz}(\rho) \frac{\partial^2 \varphi_x}{\partial t^2} \right) \delta\varphi_z + \left( S_z(\rho) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + J_{xz}(\rho) \frac{\partial^2 \varphi_z}{\partial t^2} + J_z(\rho) \frac{\partial^2 \varphi_x}{\partial t^2} \right) \delta\varphi_x \Big\} A_2 d\alpha_2 dt. \end{aligned} \quad (9)$$

Граничные условия в векторном виде:

$$\begin{aligned} & \left\{ (A^{yn} - A^{nl(k)}) \frac{d\bar{V}^{(k)}}{dx} + (B^{yn} - B^{nl(k)}) \bar{V}^{(k)} - \bar{Q}^{(k)} - B^{nl(k)} \bar{V}^{0(k-1)} - A^{nl(k)} \frac{d\bar{V}^{0(k-1)}}{dx} - \right. \\ & \left. - \sum_{m=1}^{k-1} \left[ A^{nl(k-m)} \frac{d}{dx} (\bar{V}^{-0(k-m)} - \bar{V}^{-0(k-m-1)}) + B^{nl(k-m)} (\bar{V}^{-0(k-m)} - \bar{V}^{-0(k-m-1)}) \right] \right\} \delta\bar{V}^{(k)} \Big|_r = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Здесь  $\bar{V}^{(k)}$  – искомые векторы функции девятого порядка в текущих координатах. Матрицы  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  – квадратичные матрицы девятого порядка;  $\bar{F}^{(k)}$ ,  $\bar{Q}^{(k)}$  – векторы внешних сил девятого порядка. Элементы матрицы имеют вид

$$a_{ij} = a_{ij}^{yn} - a_{ij}^{nl(n)}, b_{ij} = b_{ij}^{yn} - b_{ij}^{nl(n)}, c_{ij} = c_{ij}^{yn} - c_{ij}^{nl(n)}, d_{ij} = d_{ij}^{yn} - d_{ij}^{nl(n)}.$$

Выражения внутренних усилий и моментов в векторной форме можно представить в виде:

$$\bar{P}^{(n)} = \frac{3Gh_0 I_0}{l^3} \left\{ \begin{pmatrix} \sim yn & \sim nl(n) \\ A & -A \end{pmatrix} \frac{d\bar{U}^{(n)}}{dx} + \begin{pmatrix} \sim yn & \sim nl(n) \\ B & -B \end{pmatrix} \bar{U}^{(n)} \right\}. \quad (11)$$



Здесь  $\bar{P}^{(n)}$  – вектор функции двенадцатого порядка. Матрицы  $\tilde{A}^{yn}, \tilde{A}^{nl(n)}, \tilde{B}^{yn}, \tilde{B}^{nl(n)}$  – квадратные матрицы двенадцатого порядка и элементы, описываемые следующим образом:

$$\begin{aligned} \tilde{a}_{ij} &= a_{ij}, \quad \tilde{a}_{10,s} = b_{s,5}, \quad \tilde{a}_{11,s} = b_{s,6}, \quad \tilde{a}_{12,s} = b_{s,4}, \quad \tilde{b}_{ij} = b_{ij}, \\ \tilde{b}_{10,r} &= d_{2,s}, \quad \tilde{b}_{11,r} = d_{r,6}, \quad \tilde{b}_{12,r} = d_{r,4}, \quad (i, j = 1, 2, \dots, 9; s = 7, 8, 9; r = 2, 3, 4, 5, 6). \end{aligned}$$

Для решения краевой задачи используется метод конечных разностей и в процессе их аппроксимации применяется центральная разностная схема второго порядка точности. Уравнение равновесия после аппроксимации ЦРС примет вид

$$\left( A_i^{yn} - A_i^{nl(k)} \right) \bar{V}_{i+1}^{(k)} - \left( B_i^{yn} - B_i^{nl(k)} \right) \bar{V}_i^{(k)} + \left( C_i^{yn} - C_i^{nl(k)} \right) \bar{V}_{i-1}^{(k)} = \bar{Q}_i^{(k)} + \bar{Q}_i^{nl} + \bar{Q}_i^{plo}. \quad (12)$$

Для решения сформулированных алгебраических уравнений (12) с соответствующими граничными условиями используется метод прогонки Годунова с применением следующей рекуррентной формулы [3, 7, 8]:

$$\bar{V}_i^{(k)} = \alpha_i \bar{V}_{i+1}^{(k)} + \beta_i^{(k)}; \quad i = N-1, \dots, 1. \quad (13)$$

Здесь  $\alpha_i^{(k)} = \left( \bar{B}_i^{(k)} - \bar{C}_i^{(k)} \alpha_{i-1}^{(k)} \right)^{-1} \bar{A}_i^{(k)}$ ;

$$\beta_i^{(k)} = \left( \bar{B}_i^{(k)} - \bar{C}_i^{(k)} \alpha_{i-1}^{(k)} \right)^{-1} \left( \bar{C}_i^{(k)} \beta_{i-1}^{(k)} - \bar{F}_i^{(k)} \right) \text{ при } i = 1, 2, \dots, N-1. \quad (14)$$

Для реализации расчета тонкостенных стержней при циклическом нагружении использована модифицированная комплексная программа на объектно-ориентированном языке. Произведен расчет стержней прямоугольного поперечного сечения, защемленного по торцам при следующих исходных данных: геометрические и механические характеристики стержня:  $l = 2.5$  м;  $h = 0.1$  м;  $b_0 = 0.1$  м;  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;  $\varepsilon_s = 0.0015$ ; равномерно распределенные внешние нагрузки  $f_0^+ = 25$ ;  $f_0^- = 50$ ;  $\bar{f}_0^+ = 10$ ;  $\bar{f}_0^- = 5$  ( $\text{кз}/\text{см}^2$ );  $\bar{\gamma} = \pi/4$ ;  $\alpha = \pi/3$ ;  $\gamma^* = \pi/6$ ;  $\alpha^* = \pi/2$ ;  $q^{(k)} = \delta(-1)^{k+1}$ ; ( $\delta = 1; 1.5; 2$ ).

Материальные константы кинетического уравнения повреждаемости:  $A = 1.2 \cdot 10^{-4}$ ;  $\alpha = \beta = 5$ ;  $\gamma = 0.8$ ;  $\gamma = 1.0$ ;  $\alpha_1 = 0.97$ ;  $r = 2.1$ .

Значения компонентов вектора перемещений и внутренних усилий, вычисленные на основе приведенного алгоритма, представлены в виде таблицы.

**Численные значения компонентов перемещений  $W^{(k)}$ ,  $\alpha_1^{(k)}$  и  $\beta_1^{(k)}$  при циклическом нагружении упругопластического стержня**

	x	k=1	k=2	k=5	k=6
$W^{(k)}$	0.1	-0.038498	0.038514	-0.038502	0.038515
	0.2	-0.124965	0.125019	-0.124982	0.125024
	0.4	-0.284147	0.284276	-0.284190	0.284286
	0.6	-0.284124	0.284251	-0.284166	0.284262
	0.8	-0.124919	0.124971	-0.124934	0.124976
	0.9	-0.038463	0.038478	-0.038467	0.038480
$\alpha_1^{(k)}$	0.1	-0.724490	0.724800	-0.724583	0.724827
	0.2	-0.965903	0.966339	-0.966050	0.966376
	0.4	-0.482706	0.482927	-0.482782	0.482945
	0.6	0.483426	-0.483655	0.483511	-0.483673
	0.8	0.966394	-0.966825	0.966536	-0.966861
	0.9	0.724772	-0.725073	0.724856	-0.725100
$\beta_1^{(k)}$	0.1	-0.021403	0.021411	-0.021405	0.021412
	0.2	-0.016126	0.016134	-0.016129	0.016135
	0.4	-0.005407	0.005411	-0.005409	0.005411
	0.6	0.005309	-0.005312	0.005311	-0.005313
	0.8	0.016028	-0.016036	0.016031	-0.016037
	0.9	0.021306	-0.021314	0.021307	-0.021314

Анализ расчетных величин показывает, что с увеличением числа циклов нагружения изменяются значения функции пластичности и зоны поврежденности по длине элемента, т.е. проявляется влияние неоднородности упругопластических свойств материала, а это, в свою очередь влияет на НДС циклически деформируемого элемента конструкции. Результаты расчета дают возможность оценить остаточные вторичные пластические деформации, описать зоны пластичности и степень поврежденности по циклам нагружений для упрочняющихся и разупрочняющихся материалов.

Изменения компонентов перемещений и усилий по длине стержня показаны на рисунке.

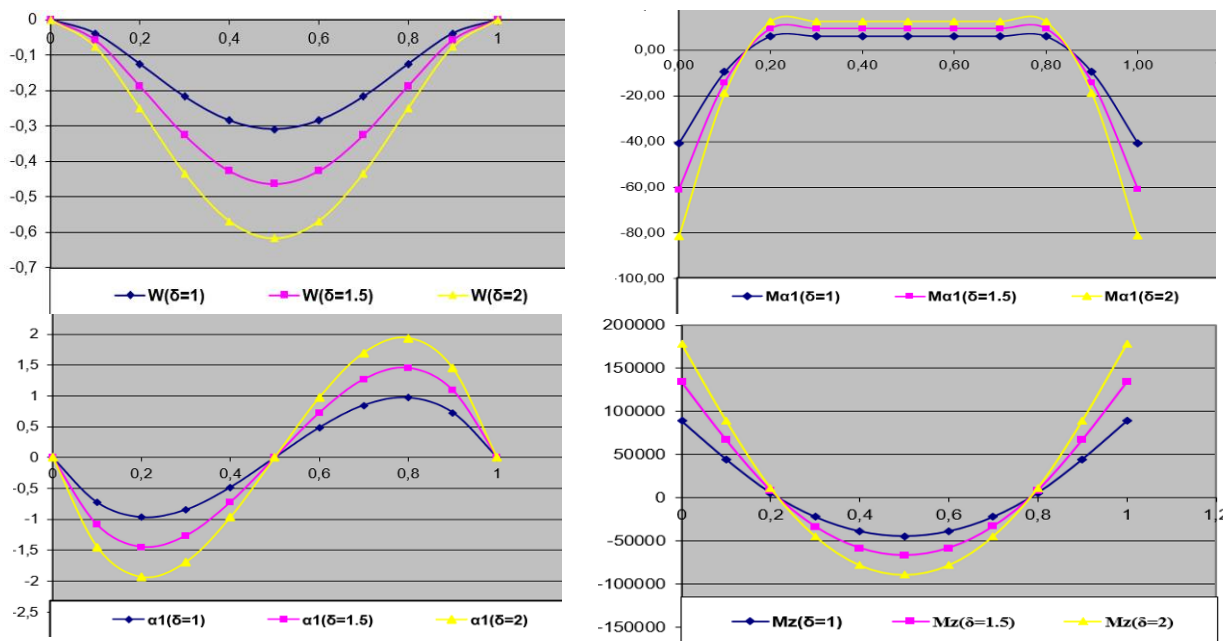


Рис .1. Изменение компонентов перемещений ( $W^{(k)}$ ,  $\alpha_1^{(k)}$ ) и моментов ( $M_z^{(k)}$ ,  $M_{a_1}^{(k)}$ ) по длине стержня ( $\delta=1; 1.5; 2$ )

**Выводы.** Разработаны алгоритмы расчета несущих элементов тонкостенных конструкций-стержней при циклических нагрузках с использованием уравнения состояний, где интенсивность напряжений является функцией повреждаемости и циклов нагружений. Показано, что учет вторичных пластических деформаций приводит к снижению остаточных напряжений.

#### ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Ильяшин А.А. Труды. Пластичность. М.: Логос, 2004. – 388 с.
- [2] Москвитин В.В. Циклические нагружения элементов конструкций. М.: Наука, 1981. – 344 с.
- [3] Буриев Т. Алгоритмизация расчета несущих элементов тонкостенных конструкций. Ташкент: Фан, 1986. – 244 с.
- [4] Рашидов Т.Р., Юлдашев Т. К проблеме математического моделирования в нелинейной теории тонкостенных конструкций типа гибких оболочек и пластин при повторно-переменном и динамическом нагружении // Узбекский журнал «Проблемы механики», 2010. №2. С.17 – 23.
- [5] Гусенков А.П., Москвитин Г.В., Хорошилов В.Н. Малоцикловая прочность оболочечных конструкций. М.: Наука, 1989. – 254 с.
- [6] Кабулов В.К. Алгоритмизация в механике сплошных сред. Ташкент: Фан, 1979. – 304 с.
- [7] Исомиддинов А.И. Численный анализ, сравнения и оценки результатов аппроксимации метода конечных разностей // Вестник ТУИТ. Ташкент, 2015. №2. С. 117 – 121.
- [8] Абдусаттаров А., Сабиров Н.Х. Численное моделирование процессов деформирования оболочечных конструкций при различных видах нагружений. Монография, Ташкент: Узбекистан. 2018. – 144 с.

Ташкентский государственный транспортный университет

Дата поступления  
21.10.2020

**А. Абдусаттаров, Н.Х. Сабиров. Юққа деворли стерженларни циклик деформацияланиши диаграммаси ва емирилишини эътиборга олган ҳолда ҳисоблаш алгоритми ва кучланганлик-деформацияланган ҳолатини ўзгаришини тадқиқ қилиш**

Такрорий-фазовий юкланишлар таъсиридаги юққа конструкция-стерженни ҳолат тенгламаларини эътиборга олган ҳолда ҳисоблаш алгоритми ишлаб чиқилган, бунда кучланиш интенсивлиги емирилиши ва юкланишлар сонининг функцияси сифатида қаралган. Ҳисоблаш натижалари кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини иккиламчи қолдиқ пластик деформацияни эътиборга олган ҳолда цикл бўйича пухталанишини баҳолаш имконини беради.

**A. Abdusattarov, N.H. Sabirov. Algorithm for calculating and studying the kinetics of SSS of thin-walled bars taking into account the cyclic diagram deformation and damage**

Analysis of the calculated values shows that with an increase in the number of loading cycles, the values of the plasticity function and the damage zone along the length of the element change, i.e. the influence of the in homogeneity of the elastoplastic properties of the material is manifested, and this, in turn, affects the stress-strain state of a cyclically deformed structural element. The calculation results make it possible to estimate the residual secondary plastic deformations, describe the plastic zones and the degree of damage over the loading cycles for hardening and softening materials

### КИЧИК ОҒИШ УСЛУБИДАН ФОЙДАЛАНИБ ЛОКОМОТИВЛАРНИНГ ТЕХНИК ХОЛАТИНИ БАҲОЛАШ

Кичик оғишлар услуги ҳозирги кунда илм-фаннинг турли соҳаларида кенг қўлланилмоқда. Бу услуб бирор жараён ёки физик ҳодисани тавсифлаб келадиган параметрларнинг ўзгаришлари орасидаги ўзаро боғлиқлик мавжудлигини аниқлаш учун мўлжалланган услубдир. Услуб, жараённинг бирор-бир параметрларини, уларнинг бошланғич қийматларидан у қадар катта бўлмаган оғишларида, шу оғишлар орасидаги боғлиқлик дифференциал ҳисоблашга доир маълум нисбатлар ёрдамида етарли даражада ифодаланишига асосланади.

Кичик оғишлар услуги муайян ҳодисани тавсифлаб келадиган боғлиқликларни чиқиштириш услубларидан бири бўлиб, мураккаб тенгламалар тизимларини соддалаштириш ва таҳлил қилиш учун қўлланилиши мумкин. Тасвирланган услуб ёрдамида двигателсозлик соҳасидаги бир қатор муҳим масалалар муваффақиятли ҳал этилган. Мисол учун, А.Я. Черкев [1] уни авиацион турбореактив двигателлар ишчи жараёнининг ҳисоб-китоби учун қўллаган. С.И. Погодин ва Д.А. Портнов [2, 3] кичик оғишлар услубидан ўрта қувватли дизеллар солиштирма қуввати ва ёқилғи сарфини стандарт об-ҳаво шароитларига мослаштиришда фойдаланган. В.И. Небеснов илмий ишларида эса атмосфера ҳавоси ҳарорати ўзгарганида иссиқлик куч қурилмаларини фойдаланиш жараёнида иш тартибларининг ҳисоб-китоби мақсадларида муваффақиятли фойдаланилган. Муаллифлар фақат ҳарорат ва атроф муҳит босими таъсирини тадқиқ этиш билан чекланганига қарамай, ушбу илмий ишлар ташқи шароитларнинг двигател кўрсаткичларига таъсирини илмий асосланган тарзда ҳисобга олинишига асос солинди.

Кичик оғишлар услуги дизел иш жараёни кўрсаткичлари нисбий ўзгаришларининг ҳисоб-китобини амалга ошириш имконини беради. Масалани ҳал этишга бундай ёндашувда бошланғич қийматларни аниқлашдаги муайян ноаниқликлар жиддий аҳамият ҳосил этмайди. Шунинг учун, кичик оғишлар услубидан фойдаланишдаги ҳисоб-китоб натижалари мутлоқ қийматларнинг батафсил ҳисоб-китоблари ёрдамида олинган кўрсаткичларига нисбатан аниқлиги юқори бўлади.

Мазкур услуб асосида локомотивнинг техник ҳолатини баҳолаш учун ҳарорат, босим, ёқилғи сарфи каби кўрсаткичларнинг мутлақ қийматларини эмас, балки жараён параметрларининг бевосита ўзгаришларини, яъни уларнинг дастлабки, маълум қийматларидан оғишларини аниқлаш зарур. Кўрсаткичлар оғишларини ҳисоблашнинг бу услуги кўриб чиқиладиган масалаларни ечишни анча соддалаштириш имконини беради. Дизел иш ҳолатининг муайян параметрларидан иборат бўлган қийматлари бир-бири билан функционал боғлиқлик ёрдамида боғланган бўлсин:

$$y = y(z, x, t). \quad (1)$$

(1) тенгсизликнинг ҳар икки қисмини дифференциациялаймиз

$$dy = \frac{\partial y(z, x, t)}{\partial z} dz + \frac{\partial y(z, x, t)}{\partial x} dx + \frac{\partial y(z, x, t)}{\partial t} dt. \quad (2)$$

$z, x, t$  – параметрлар озроқ ўзгарганида хусусий  $\frac{\partial y}{\partial z}, \frac{\partial y}{\partial x}, \frac{\partial y}{\partial t}$  ҳосилаларни  $z, x, t$  – ўзгарувчиларнинг бошланғич  $z_0, x_0, t_0$  – қийматлари бўйича ҳисоблаб топиш,  $dy, dz, dx, dt$  дифференциалларни эса  $\Delta y, \Delta z, \Delta t$  – параметрларнинг  $y, z, x, t$  – якуний ўсишларига тенг деб ҳисоблаш мумкин. Бу ҳолда (2) нисбатидан қуйидагиларни оламиз:

$$\Delta y = \frac{\partial y(z_0, x_0, t_0)}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial y(z_0, x_0, t_0)}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial y(z_0, x_0, t_0)}{\partial t} \Delta t. \quad (3)$$

(3) ифодани (1) функцияни Тейлор қаторига [3] қўйиш билан қиёслаш натижаси:

$$\Delta y = \Delta z \frac{\partial y(z_0, x_0, t_0)}{\partial z} + \Delta x \frac{\partial y(x_0, y_0, t_0)}{\partial x} + \Delta t \frac{\partial y(z_0, x_0, t_0)}{\partial t} + \frac{1}{1 \cdot 2} \cdot \left[ \Delta z^2 \frac{\partial^2 y(z_0, x_0, t_0)}{\partial z^2} + \Delta x^2 \frac{\partial^2 y(x_0, y_0, t_0)}{\partial x^2} + \Delta t^2 \frac{\partial^2 y(z_0, x_0, t_0)}{\partial t^2} + 2\Delta z \cdot \Delta x \frac{\partial^2 y(z_0, x_0, t_0)}{\partial z \partial x} + 2\Delta z \Delta x \frac{\partial^2 y(x_0, y_0, t_0)}{\partial x \partial t} + 2\Delta t \Delta z \frac{\partial^2 y(z_0, x_0, t_0)}{\partial t \partial z} + \dots \right] \quad (4)$$

Агар (4) тенгламада иккинчи ва нисбатан юқорироқ тартибли кичикликлар қийматларини ҳисобга олмасак, (3) ифодага эга бўламиз. (3) ифодани нисбий орттирмаларда қуйидаги вариацияларда тақдим этамиз:

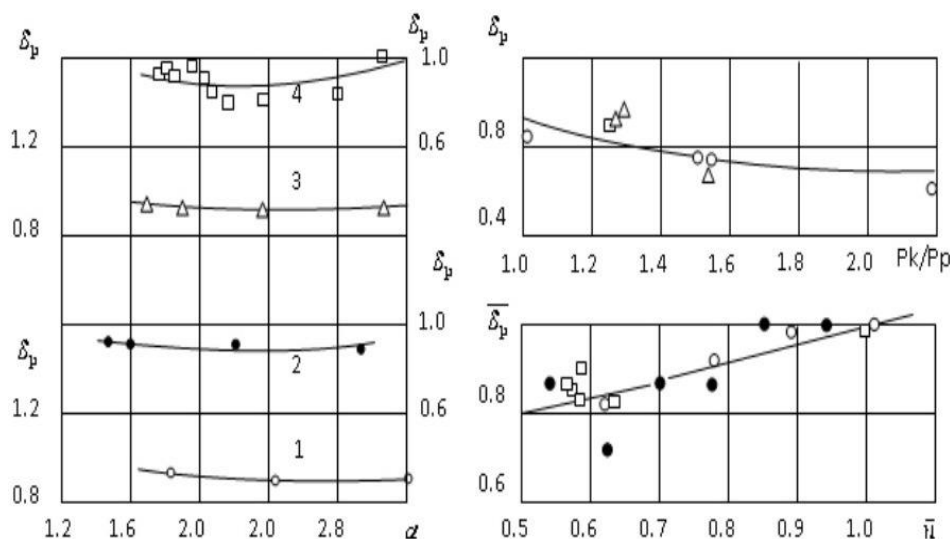
$$\frac{\Delta y}{y_0} = \frac{\partial y(z_0, x_0, t_0)}{\partial z} \cdot \frac{z_0}{y_0} + \frac{\partial y(x_0, y_0, t_0)}{\partial x} \cdot \frac{x_0}{y_0} \cdot \frac{\Delta x}{x_0} + \frac{\partial y(z_0, x_0, t_0)}{\partial t} \cdot \frac{t_0}{y_0} \cdot \frac{\Delta t}{t_0} \quad (5)$$

Ўзгарувчан катталикларнинг бошланғич қийматларини кейинчалик 0 индексларисиз ёзиб олишга келишиб,  $\frac{\Delta y}{y_0}, \frac{\Delta z}{z_0}, \frac{\Delta x}{x_0}, \frac{\Delta t}{t_0}$  нисбий орттирмаларни эса  $\delta y, \delta z, \delta x, \delta t$  деб белгилаймиз (1-расм).

Бу ҳолда (3) тенглама қуйидагича кўриниш олади:

$$\delta y = K_z \delta z + K_x \delta x + K_t \delta t, \quad (6)$$

бунда  $K_z = \frac{\partial y}{\partial z} \cdot \frac{z}{y}, K_x = \frac{\partial y}{\partial x} \cdot \frac{x}{y}, K_t = \frac{\partial y}{\partial t} \cdot \frac{t}{y}$ , – таъсир коэффициентлари, яъни ўзгарувчанларнинг кўриб чиқилаётган кичик диапазондаги доимийлар.



1-расм. Турли двигателлар учун айланишлар сони частотасини  $\alpha, P_k / P_p$  Кўрсаткичларини  $\delta_p$  коэффициентига боғлиқлиги

Локомотивларнинг техник ҳолатини аниқлаш термодинамик услуб асосида амалга оширилган бўлиб, унда поршенли двигател цилиндри бўшлиғи, унинг киритиш ва чиқариш тизимлари ўтказгичлари ва ресиверлари(қабул қилгич) умумий ҳолда ишчи газ аралашмаси таркиби ёниб тугаш ва газ алмашинув тизимларида узлуксиз равишда ўзгариб турадиган очиқ, шунингдек сиқилиш ва кенгайиш жараёнларидаги ёпиқ термодинамик тизим деб кўриб чиқилади. Ишчи газ аралашмасини идеал-газ ҳолатида деб ҳисоблаш қабул қилинган. Сиқилиш, ёниш ва кенгайиш жараёнлари поршень ва цилиндр орасидаги тирқишлар (зазор) орасидан газнинг сизиб чиқиб кетишини ҳисобга олмаган ҳолда баён этилади.

Бошланғич тенглама сифатида дифференциал шаклдаги термодинамика биринчи қонунининг тенгламалар тизимидан фойдаланилади [3, 4, 5]:

$$dQ_T + dQ_W = dU + pdV, \quad (7)$$

бу ерда:  $pdV$  – газнинг элементлар механик иши, Ж;  $p$ - цилиндр босими, Па;  $V$  – цилиндр ҳажми,  $m^3$ ;  $dQ_T, dQ_W$  – мос равишда цилиндрда ёки ёнганида ва деворлар билан иссиқлик алмашинуви

хисобига ишчи жисмига келтириладиган элементлар иссиқлик миқдори, Ж;  $dU$  – ишчи жисми ички энергиясининг элементлар ўзгариши, Ж.

Ишчи жисми ички энергиясининг элементлар ўзгариши қуйидаги ифода орқали аниқланади [6]:

$$dU = G \cdot C_v \cdot dT + C_v \cdot T \cdot dG + G \cdot T \cdot dC_v. \quad (8)$$

$C_v = a + b \cdot T$  – ҳароратнинг чизиқли функцияси сифатида қабул қилинадиган газнинг изохора иссиқлик сифими  $T$ , Дж/(кг·°К);  $G$  - цилиндрдаги ишчи жисм миқдори, кг;  $dG$  - цилиндрдаги газ миқдорининг газ алмашинуви оқибатидаги элементлар ўзгариши, кг.

Тизимга киритилаётган ташқи иссиқлик [6]:

$$dQ = \Sigma K \cdot F \cdot (T_c - T) + i \cdot dG + H_U \cdot dg_u. \quad (9)$$

$K$  – газ ва деворлар ўртасидаги иссиқлик узатиш коэффициентлари, ж/м<sup>2</sup>·с·град;  $F$  – деворлар билан иссиқлик алмашинуви юзаси (гильза ва поршен тубининг), м<sup>2</sup>;  $T_c$  – цилиндр ва ёниш камераси деворлари (цилиндр, поршень) газлари ҳарорати, К;  $\Sigma K \cdot F \cdot (T_c - T)$  – газнинг цилиндр деворлари ва поршен ўртасидаги иссиқлик алмашинуви оқибатида ишчи жисмига келтириладиган иссиқликнинг элементлар миқдори, Ж;  $i \cdot dG$  – цилиндрга кираётган (цилиндрдан чиқиб кетаётган) элементар миқдордаги газнинг иссиқлиги, Ж;  $i$  – цилиндр ёки коллектордаги газ энтальпияси, Ж/кг;  $-H_U \cdot dg_u$  цилиндрда ёниб тугаётган ёқилғи киритаётган иссиқликнинг элементлар миқдори, Ж;  $g_u$  – ёқилғининг циклли узатилиши, кг.

(9) формуладаги йиғинди белгиси поршен гильзаси ва тубига оид иссиқлик узатиш қўшилувчиларини ҳисобга олади.

Двигател цилиндри учун элементлар мувозанат энергияси тенгламаси цилиндрдаги газларнинг тўлиқ аралашиб кетиш шарти билан [7]:

$$dQ_T + dQ_w + i_k \cdot dG_K - i_d \cdot dG_{K3} - i \cdot dG_{B3} = C_v \cdot G \cdot dt + U \cdot dG + p dV, \quad (10)$$

бу ерда  $dG_K$ ,  $dG_{K3}$  – цилиндрга киритиш коллекторидан ва цилиндрдан коллекторга келиб тушаётган газнинг элементлар миқдори ( $P_K > P$ ) (газлар чиқариб юборилиши,  $P_K > P$ ) кг;  $dG_B$ ,  $dG_{B3}$  – цилиндрдан чиқариш коллекторига ( $P > P_T$ ) ва коллектордан цилиндрга (газлар ташланиши,  $P_T > P$ ) келиб тушаётган газнинг элементлар миқдори, кг;  $dG_T$  – ёқилғининг цилиндрга узатиладиган элементлар миқдори, кг;  $i$ ,  $i_k$ ,  $i_T$  – цилиндр, киритиш ва чиқариш коллекторлари газлари энтальпияси, Ж/кг.

Бу ерда чап тараф ёқилғининг ёниши, иссиқлик ва газ алмашинуви натижасида ишчи жисмига келтирилган иссиқлик энергиясининг йиғиндисидан иборат. Пуркалган суяқ ёқилғи томонидан олиб кириладиган физик иссиқликни ҳисобга олмаймиз. Ўнг қисмидаги дастлабки икки ҳад ҳарорат  $dT$  ва ишчи жисм  $dG$  миқдори ўзгариши ҳисобига ишчи жисм ички энергиясининг ўзгаришини ифодалайдилар.

Цилиндр учун моддий мувозанат тенгламаси [7]:

$$dG = d \cdot G_K - d \cdot G_{K3} - d \cdot G_{B3} + d \cdot G_T. \quad (11)$$

(10) ва (11) тенгламаларига идеал газлар ҳолати тенгламасини қўшиб қўйиш керак:

$$PV = GRT, \quad (12)$$

бунда  $R$  – газ доимийси, Ж/(кмоль·К).

Агар сўнги етита номаълум дифференциаллари қийматини тирсақли вал бурилиш бурчаги функцияси  $\varphi$  сифатида ифодаласак, у ҳолда (10) – (12) тенгламалари билан бирга дифференциал тенгламалар тизимига ҳам эга бўламиз. Бу тизимни сонли услуб ҳисобланувчи Рунге-Кутта [7] услуби ёрдамида ечиш мумкин.

Тирсақли валнинг бурилиш бурчагига боғлиқ равишда айрим таркибий бўлақлар бу тенгламалар тизимида нолга айлантирилиб, шунда тизим содалашади. Масалан, ёқилғи ёнганидаги сиқилишда ва газлар кенгайганида моддий мувозанат тенгламаси қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$dG_K = dG_{K3} = dG_B = dG_{B3} = 0. \quad (13)$$

(10) тенгламадан ифоданинг ўрнини алмаштириш ва ўзгартиришлар (11) натижасида қуйидагиларга эга бўламиз:

$$dT = \frac{1}{c_v \cdot G} [dQ_T + dQ_w - p \cdot dV + (i_k - u) \cdot dG_K - (i - u) \cdot dG_B + (i_T - u) \cdot dG_{B3} - u \cdot dG_T] \quad (14)$$

Диагностика мақсадлари учун цилиндр ва чиқариш коллекторидаги газлар аралашмасини ёниб тугаш ва ҳавонинг ҳосилалари аралашмаси сифатида қараш қулай бўлиб, бунда улардан биринчисининг аралашмадаги улушига тенг бўлади. Бу ҳолда газ аралашмалари учун қийматларини ҳароратга  $T$  боғлиқ равишда юқорида баён этилган услублар билан аниқлаймиз.  $i_k$  ва  $i_T$  элемент қийматлари қандай ҳароратда ҳисоблаб топилишига аниқлик киритиш лозим. Агар ҳавонинг цилиндрга келиб тушишидан ( $G_k$ ) аввал цилиндрдан киритиш коллекторига ( $G_{k3}$ ) газлар ташланган бўлса, у ҳолда дастлаб цилиндрга коллекторга ташланган газлар келиб тушадилар. Бу келиб тушиш жорий  $G_k$  қиймати  $G_{k3}$  дан катта бўлгунига қадар давом этади. Шунда ташланган газларнинг ўртача энтальпияси қуйидагига тенг:

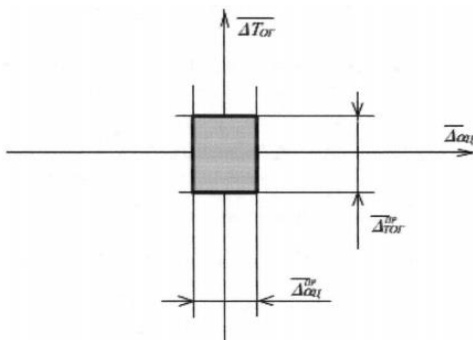
$$i_k = \frac{\int idG_{k3}}{G_{k3}}, \quad (15)$$

бунда  $i$  – ишчи жисм  $T$  нинг жорий ҳароратида цилиндрдаги газлар энтальпияси, Ж/кг.

Интеграциялаш тирсакли валнинг газлар пуркаладиган бурилиш бурчагида амалга оширилади. Шунинг учун, агар бўлса, у ҳолда акс ҳолда коллектордаги ҳаво ҳарорати  $T_k$  бўлганида  $i_k$  ни ҳисоблаб топиш керак бўлади.

Ҳавони киритиш органлари орқали ҳаракатланганида унинг энтальпияси катталигига таъсири  $i_k$  ни  $T_k + \Delta t$  ҳароратда ҳисоблаб топилиши билан ҳисобга олиниши мумкин, бунда  $\Delta t$  – иситилиш қиймати ( $\Delta t \approx 10-15^\circ\text{C}$ ).

Дифференциал тенгламаларни ечиш учун ўзгарувчиларнинг бошланғич қийматларини бериш талаб этилади. Уларнинг қийматлари жараённинг ҳисоб-китоб бошланадиган нуқтасига боғлиқ. Ҳисоб киритиш органининг ёпилиш моментидан бошланса,  $P$ ,  $T$ ,  $G$  бошланғич қийматлари ихтиёрий берилиши ва иш цикли охирида худди ана шу бурчак  $\phi$  билан олинадиган қийматлар билан солиштирилиши мумкин. Босим ва ҳарорат қийматларининг дастлабки яқинлашиши (тақрибий кўриниши) сифатида сиқилиш бошида ишчи жараёнининг қабул қилинган ҳисоб-китоб услублари бўйича, ишчи жисм миқдори эса – ҳолат тенгламасидан ҳисоблаб топилиши мумкин. Агар бунда берилган аниқликка риоя қилинмаса, у ҳолда ҳисоб янги бошланғич қийматлар билан бажарилиши лозим. Олдинма-кейин яқинлашишлар йўли билан ана шу катталикларнинг йўл қўйиладиган чегараларида берилишига эришилади [8].



2-расм. Ҳар бир позиция учун параметрларнинг йўл қўйиладиган, цилиндрнинг қоникарли техник ҳолатига тўғри келадиган соҳаси позициялар учунгина аниқлаб олинади.

Ҳар бир позиция учун параметрларнинг йўл қўйиладиган, цилиндрнинг қоникарли техник ҳолатига тўғри келадиган соҳаси аниқлаб олинади (2-расм).

Бу соҳа чегаралари ( $\Delta_{T_{o_2}}^{np}, \Delta_{a_c}^{np}$ ) тегишли параметрни ўлчаш аниқлигини ҳисобга олган ҳолда аниқланади. Қўшимча равишда тирсакли вал айланиш частотаси йўл қўйиладиган қийматлари соҳаси  $\Delta_{\eta_{o_2}}^{np}$  аниқланиб, у ростлагичнинг ишчи органи ҳолати билан бирга дизелнинг иш режимини идентификациялайди. Танловлар ҳажми ортиб бориши билан тепловозни эксплуатация қилиш жараёнида контроллернинг ҳар бир позицияси учун параметрларнинг математик кутишлари ҳамда улар қийматларининг аввалроқ топилган базавий қийматлардан нисбий четлашишлари ҳам аниқлаб олинади. Топилган оғишларнинг параметрлар йўл қўйиладиган

Кичик оғишлар услуби ёрдамида локомотивларнинг техник ҳолати соз деб топилган дизелнинг фойдаланиш жараёнида, контроллернинг ҳар бир позицияси учун ҳар бир цилиндр бўйича ёнган газлар ҳарорати, наддув босими, ростлагич ишчи органи ҳолатлари ва дизелнинг тирсакли вали айланиш частотасининг математик кутишлари аниқланиб, улар нисбий четлашишларни ҳисоб-китоб қилиш учун базавий қийматлар сифатида қабул қилинади. Бунда кўрсаткичларни ўлчаш ишлаб чиқилган услубиётга биноан амалга оширилади. Таҷриба натижаларига биноан базавий қийматлар иш вақти етарли ҳажмдаги танловларни шакллантириш учун етарли бўлган

кийматлари соҳасига нисбатан ҳолати баҳоланади. Дизел цилиндрининг жорий техник ҳолати ҳақида диагностика қилиш бўйича мувофиқ хулоса чиқарилади.

#### АДАБИЁТЛАР

- [1] Черкез А.Я. Применение метода малых отклонений в теории и расчете авиационных ТРД. М.: Оборонгиз, 1975. – 155 с.
- [2] Погодин С.И. Рабочие процессы транспортных турбопоршневых двигателей. М.: Машиностроение, 1978. – 312 с.
- [3] Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. М.: Машгиз, 1983, – 638 с.
- [4] Ильин В.А., Садовничий В.А., Сендов Б.Х. Математический анализ. Ч.1. 3-е изд. ред. Тихонов А.Н., М.: Проспект, 2004. – 660 с.
- [5] Володин А.И.. Моделирование на ЭВМ работы тепловозных дизелей. М.: Транспорт, 1985. –216 с.
- [6] Ивин В.И., Лапушкин Н.А. Математическое моделирование процессов комбинированного двигателя с частичной тепловой изоляцией. Известия вузов. М.: Машиностроение. 1987. №5. С. 44–49.
- [7] Горюнов Е.В. Совершенствование виброакустического диагностирования узлов судовых среднеоборотных дизелей: // Дис...канд. техн. наук. Горький, 1986. – 215 с.
- [8] Горский А.В., Воробьев А.А., Куанышев Б.М. Ремонт только по результатам диагностики // М.: Локомотив, 1998. №12. С. 37–39.
- [9] Грачев В.В., Валиев М.Ш. Оценка технического состояния тепловозного двигателя по данным бортовой микропроцессорной системы управления // Известия ПГУПС, 2010. №1. С. 22–32.

Тошкент давлат транспорт университети

4.11.2020 й.  
қабул қилинган

*М.Ш. Валиев, Х.Р. Косимов. Оценка технического состояния локомотивов методом малых отклонений*  
В данной статье приведены результаты исследования с использованием метода малых отклонений для оценки технического состояния локомотивов. Подробно описаны условия для использования температуры отработавших газов для оценки технического состояния дизеля.

*M.Sh. Valiev, H.R. Kosimov. Assess the technical condition of locomotives using the small deviation method*  
This article presents the results of a study using the method of small deviations to assess the technical condition of locomotives. It also describes in detail the conditions for using the exhaust gas temperature to assess the technical condition of the diesel engine.

УДК 697.97

**М.А. АХМЕДОВА, С.М. БОБОЕВ**

### **САНОАТ КОРХОНАЛАРИ ИШЛАБ ЧИҚАРИШ ЦЕХЛАРИДА ҲОСИЛ БЎЛАЁТГАН ЧАНГ ОҚИМИНИНГ ПАРАМЕТРЛАРИ ВА ЧАНГЛАРНИ ТУТИБ ҚОЛИШ**

Саноат корхоналарида атмосферага ташланадиган чанг ва бошқа ифлословчи моддаларнинг атмосфера ҳавосини ифлослантиришини камайтиришда технологик жараёнларни такомиллаштириш, ўтказувчи қувурларни герметик ёпиш, ёпиқ узатиш мосламаларни ва майда заррачали чангларни тутиб қолиш ускуналарини ўрнатиш муҳим ҳисобланади.

Чанг оқимининг параметрлари қуйидагилар (зичлиги, окувчанлиги, намланиши, қирралиги ва қиялик бурчаги) киради. Улардан чанг тутиш ускуналари, арматуралар, бункерлар ва ёрдамчи ускуналарда ҳисоблаш ишларида, шунингдек ушлаб қолинган чангларни утилизация қилиш, иктисодий самарадорликни баҳолашда фойдаланилади [1].

Чанг заррачаларининг ўлчами унинг асосий параметридир. Чунки чанг ютгични аниқлашда чанггаз аралашмаси таркибидаги ушланадиган чанг заррасининг дисперс таркиби аҳамиятга эга. Саноат чанги зарралари турли шаклда бўлиши мумкин (шанк, таёқча, пластинка, нинача, толали кўринишда ва бошқалар). Чанг зарралари кўпинча бирлашиб агломератлар ҳосил қилиши мумкин, шунинг учун чанг заррасининг ўлчами тушунчаси нисбийдир. Бунда чангдан тозалашда зарранинг чўкиш тезлиги асосий кўрсаткич ҳисобланади. Чанг заррасининг чўкиш тезлиги массаси бир хил бўлганда ҳам шаклини кўринишига қараб фарқланиши мумкин. Зарранинг шакли шарсимонга яқин бўлса, унинг чўкиши шунча тез бўлади [2].

Саноат корхоналари, хусусан дон маҳсулотларини қайта ишлаш корхоналари ишлаб чиқариш цехларида ҳосил бўлган чангларни тутиб қолишда, уларнинг параметрларини билиш ва аниқлаш, параметрларига қараб чанг ушлаб қолиш ускуналарини таъминлаш муҳим ҳисобланади.

Умумий ҳолатда механик тутиш ҳаво оқимидаги қаттиқ заррачаларни ёхуд оғирлик кучи ёки энергия, ёхуд бу кучларнинг биргаликдаги таъсири ҳисобига тиндиришга асосланган. Агар

гравитацион аппаратларда заррачаларнинг ўз оғирлиги ҳал қилувчи ролга эга бўлса, инерцион тиндиргичларда газ оқими йўналишининг ўзгариши таъминланади, бунда заррачаларнинг гравитацион массаси оқимдан ажраб чиқиб, уни инерция кучлари таъсири остида ҳаракатланишга мажбур қилади.

Чанг оқимини ғовак тўсиқ орқали филтрлаш қаттиқ ифлослантирувчи моддаларнинг майда заррачаларини тутишнинг энг самарали усулларида бири ҳисобланади. Усулнинг юқори технологиявийлиги саноатда чиқариладиган тўкимали, толали ва гранулали филтрларнинг тозалаш даражасини 95.5% гача таъминловчи кенг номенклатурасини белгилаб беради.

Дон маҳсулотларини сақлаш ва қайта ишлаш саноат тармоғида атмосферага ташланаётган чангларни камайтиришда икки хил турдаги чанг ушлаш ускуналаридан: энгли филтрлар ва циклонлардан фойдаланилади.

Чанг тозалаш ускуналари конструкцияларини танлашда, уларнинг қулайлик томонлари, тозалаш самарадорлиги юқорилиги, арзонлиги ва ишончилиги ҳисобга олинади.

Дон маҳсулотларини қайта ишлаш корхоналаридаги мавжуд чангтутгич ускуналар майда заррачали чангларни ушлаб қолиш самарадорлиги 86–90 % ни ташкил қилади, бу эса атмосфера ҳавоси таркибидаги чангнинг меъёридан ошишига олиб келади. Корхона ишлаб чиқариш цехларида тўлиқ тозаланмаган майда заррачали чангларни ушлаб қолиш самарадорлигини ошириш орқали атмосфера ҳавоси таркибидаги чанг сифимининг рухсат этилган меъёрини (РЭМ) оширмасликка эришиш муҳим тадбирлардан ҳисобланади.

Энерготежамкор содда кўринишдаги майда микрон ўлчамдаги сеткали чангтутгич ускунаси шу билан фарқ қиладики, дон маҳсулотларини сақлаш ва қайта ишлаш корхоналарида майда дисперсли чангларни тутиб қолади, корхонадаги мавжуд аспирация қувуридаги чанг оқимининг тезлигини ва чанг заррачаларининг қувур деворларига урилишини сўндиради, чангнинг ҳаво таркибидаги сифимини камайтиради ва қуруқ майда чанг заррачаларни тутиб қолиш орқали чангларни ушлаб қолиш самарадорлигини оширади.

**Циклонларда чанг оқими заррачаларини тутиб қолиш самарадорлигининг циклон диаметри ва чанг заррачаси ўлчамига боғлиқлиги**

Циклон		Заррачалар ўлчамлари учун чангни тутиш даражаси (%), мкм		
Тури	диаметр, мм	5	10	15
ЦН-15	800	50	85	97,5
	600	55	87	98,0
	400	69	89	98,5
	200	77	93	99,0
ЦН-15у	800	40	81	97,0
	200	70	91	97,0
ЦН-24	1000	30	70	96,0
	500	41	79	97,0
ЦН-11	800	65	90	98,0
	100	86	97	99,8

Энерготежамкор содда кўринишдаги майда сеткали чангтутгич кириш ва чиқиш қувурлари, корпус, майда микрон ўлчамдаги сетка ва чиқинди йиғиш бункеридан иборат. Микроанометр ёрдамида чанг оқимининг тезлиги аниқланади.

Энерготежамкор содда кўринишдаги майда сеткали чангтутгич ускунаси кўрсаткичларини аниқлаш учун кириш ва чиқиш жойларидан намуна олиниб таҳлиллар ўтказилди.

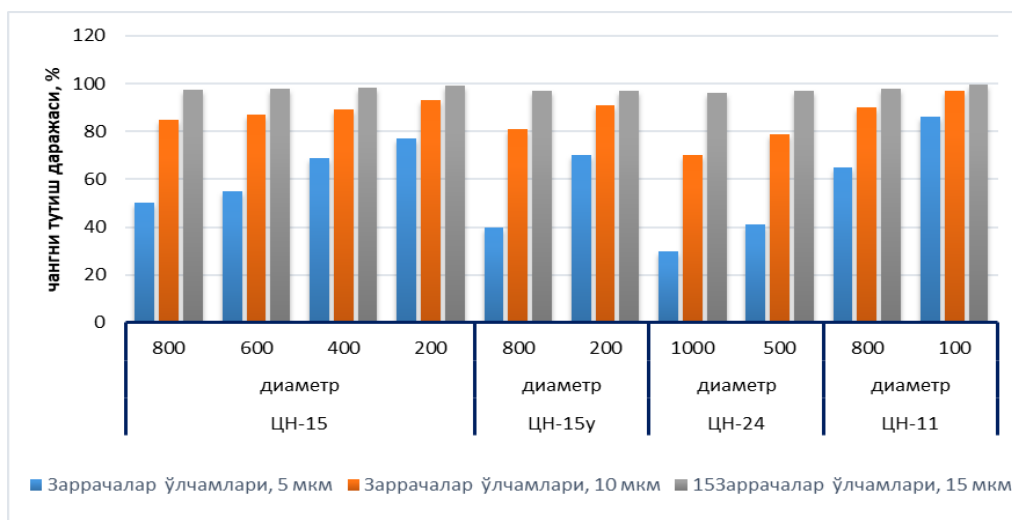
Усқунанинг вазифаси корхона ишлаб чиқариш цехларида ҳосил бўлган ва атмосферага ташланаётган чангларнинг миқдорини камайтиришдир. Бу билан корхона иш зонасида, чегарасида ва корхона ташқарисида, агар аҳоли пункти яқин бўлса, аҳоли пункти худудида атмосферага ташланадиган чангнинг ҳаво таркибидаги улуши рухсат этилган меъёридан ошмайди. Атроф табиий муҳит ва инсон саломатлигига салбий таъсир кўрсатишнинг олди олинади.

4 БЦЦ-500 маркали тозалаш қурилмаси. Манбанинг ишлаш вакти 290 кун/йил ёки 6380 соат/йил. Атмосферага ташланадиган ифлослантирувчи моддалар ўлчаш усулида аниқланди.

Манба параметрлари: баландлиги  $H = 12.4$  м, кўндаланг кесими  $D = 0.45$  м. Ҳаво босими  $P = 735$  мм, ҳарорат  $T = 20$  °C, тўғрилаш коэффициенти  $q = 0.96$ . Тозаланиш жараёнигача микроанометр кўрсаткичлари  $\Delta P = 92, 85, 82$ . Микроанометр кўрсаткичларини аниқлаб олган ҳолда, чанг аралашмасининг тезлигини қуйидаги ифода орқали аниқлаймиз:



$$V_1 = \sqrt{92} \cdot 1.70 = 16.3 \text{ м/с}; V_2 = \sqrt{85} \cdot 1.70 = 15.7 \text{ м/с}; V_3 = \sqrt{82} \cdot 1.70 = 15.4 \text{ м/с}, V_{\text{ўрт}} = 15.8 \text{ м/с}.$$



Якка циклонларда чанг оқими заррачаларини тутиб қолиш самарадорлигининг циклон диаметри ва чанг заррачаси ўлчамига боғлиқлик графиги

Манба кўндаланг кесим юзаси қуйидагига тенг:

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.45^2}{4} = 0.159 \text{ м}^2.$$

Кувурдан ташланаётган чанг аралашмасининг ҳажмини қуйидагича аниқлаймиз:

$$Q = V_{\text{ўрт}} \cdot F \cdot 0.96 = 15.8 \cdot 0.159 \cdot 0.96 = 2.42 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Аспиратор ёрдамида чангнинг ҳаво таркибидаги улуши ва вақт бирлиги ичидаги миқдорини аниқлаймиз:

$$V_{\text{ч}} = 10 \text{ л/мин} \cdot 5 \text{ мин} = 50 \text{ литр} = 0.05 \text{ м}^3.$$

$$V_0 = 0.05 \cdot 0.96 = 0.048 \text{ м}^3.$$

$$C = \Delta Q / V_0, \text{ мг/м}^3; C_1 = 28.05 / 0.048 = 584.4 \text{ мг/м}^3; C_2 = 27.76 / 0.048 = 578.7 \text{ мг/м}^3;$$

$$C_3 = 27.73 / 0.048 = 577.8 \text{ мг/м}^3; C_{\text{ўрт}} = 580.3 \text{ мг/м}^3; B = 580.3 \cdot 2.42 \cdot 0.001 = 1.40 \text{ г/с}.$$

Тозалашдан сўнг микронометр кўрсаткичлари  $\Delta P = 83, 82, 81$ .

Микронометр кўрсаткичларини аниқлаб олган ҳолда, чанг аралашмасининг тезлигини қуйидаги ифода орқали аниқлаймиз:

$$V_1 = \sqrt{83} \cdot 1.70 = 15.5 \text{ м/с}; V_1 = \sqrt{82} \cdot 1.70 = 15.4 \text{ м/с}; V_1 = \sqrt{81} \cdot 1.70 = 15.3 \text{ м/с}, V_{\text{ўрт}} = 15.4 \text{ м/с}.$$

Манба кўндаланг кесим юзаси қуйидагига тенг:

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.45^2}{4} = 0.159 \text{ м}^2.$$

Кувурдан ташланаётган чанг аралашмасининг ҳажмини қуйидагича аниқлаймиз:

$$Q = V_{\text{ўрт}} \cdot F \cdot 0.96 = 15.4 \cdot 0.159 \cdot 0.96 = 2.35 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Аспиратор ёрдамида чангнинг ҳаво таркибидаги улуши ва вақт бирлиги ичидаги миқдорини аниқлаймиз:

$$V_{\text{ч}} = 10 \text{ л/мин} \cdot 5 \text{ мин} = 50 \text{ литр} = 0.05 \text{ м}^3; V_0 = 0.05 \cdot 0.96 = 0.048 \text{ м}^3.$$

$$C = \Delta Q / V_0, \text{ мг/м}^3; C_1 = 3.56 / 0.048 = 74.2 \text{ мг/м}^3; C_2 = 3.55 / 0.048 = 73.9 \text{ мг/м}^3;$$

$$C_3 = 3.52 / 0.048 = 73.3 \text{ мг/м}^3; C_{\text{ўрт}} = 73.8 \text{ мг/м}^3; B = 73.8 \cdot 2.35 \cdot 0.001 = 0.173 \text{ г/с}.$$

$$\eta = \frac{1.4 - 0.173}{1.4} \cdot 100 = 87.6\%.$$

Майда заррачали чангларни ушлаб қолувчи сеткали чанг ушлаш ускунаси.

Манба параметрлари: баландлиги  $H = 12.4$  м, кўндаланг кесими  $D = 0.45$  м. Ҳаво босими  $P = 735$  мм, ҳарорат  $T = 20^\circ\text{C}$ , тўғрилаш коэффициентини  $\varphi = 0.96$ . Тозаланиш жараёнига микронометр кўрсаткичлари  $\Delta P = 88.4; 83.5; 80.6$ .

Микронометр кўрсаткичларини аниқлаб олган ҳолда чанг аралашмасининг тезлигини қуйидаги ифода орқали аниқлаймиз:

$$V_1 = \sqrt{88.4} \cdot 1.70 = 15.95 \text{ м/с}; V_1 = \sqrt{83.5} \cdot 1.70 = 15.54 \text{ м/с}; V_1 = \sqrt{80.6} \cdot 1.70 = 15.25 \text{ м/с}, V_{\text{ўрт}} = 15.58 \text{ м/с}.$$

Манба қўндаланг кесим юзаси қуйидагига тенг:

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.45^2}{4} = 0.159 \text{ м}^2.$$

Қувурдан ташланаётган чанг аралашмасининг ҳажмини қуйидагича аниқлаймиз:

$$Q = V_{\text{ўрт}} \cdot F \cdot K_{\text{ўрт}} = 15.58 \cdot 0.159 \cdot 0.96 = 2.38 \text{ м}^3/\text{с}$$

Аспиратор ёрдамида чангнинг ҳаво таркибидаги улуши ва вақт бирлиги ичидаги миқдорини аниқлаймиз:

$$V_0 = 10 \text{ л/мин} \cdot 5 \text{ мин} = 50 \text{ литр} = 0.05 \text{ м}^3; V_0 = 0.05 \cdot 0.96 = 0.048 \text{ м}^3.$$

$$C = \Delta Q / V_0, \text{ мг/м}^3; C_1 = 24.6 / 0.048 = 510.2 \text{ мг/м}^3; C_2 = 24.42 / 0.048 = 508.8 \text{ мг/м}^3;$$

$$C_3 = 24.3 / 0.048 = 506.2 \text{ мг/м}^3; C_{\text{ўрт}} = 508.4 \text{ мг/м}^3; B = 508.4 \cdot 2.38 \cdot 0.001 = 1.21 \text{ г/с}.$$

Тозалашдан сўнг микронометр кўрсаткичлари  $\Delta P = 78.6; 74.8; 72.7$ . Микронометр кўрсаткичларини аниқлаб олган ҳолда чанг аралашмасининг тезлигини қуйидаги ифода орқали аниқлаймиз:

$$V_1 = \sqrt{78.6} \cdot 1.70 = 15.1 \text{ м/с}; V_1 = \sqrt{74.8} \cdot 1.70 = 14.7 \text{ м/с}; V_1 = \sqrt{72.7} \cdot 1.70 = 14.4 \text{ м/с}, V_{\text{ўрт}} = 14.7 \text{ м/с}.$$

Манба қўндаланг кесим юзаси қуйидагига тенг:

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.45^2}{4} = 0.159 \text{ м}^2.$$

Қувурдан ташланаётган чанг аралашмасининг ҳажмини қуйидагича аниқлаймиз:

$$Q = V_{\text{ўрт}} \cdot F \cdot 0.96 = 14.7 \cdot 0.159 \cdot 0.96 = 2.24 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Аспиратор ёрдамида чангнинг ҳаво таркибидаги улуши ва вақт бирлиги ичидаги миқдорини аниқлаймиз:

$$V_0 = 10 \text{ л/мин} \cdot 5 \text{ мин} = 50 \text{ литр} = 0.05 \text{ м}^3; V_0 = 0.05 \cdot 0.96 = 0.048 \text{ м}^3$$

$$C = \Delta Q / V_0, \text{ мг/м}^3; C_1 = 0.788 / 0.048 = 16.2 \text{ мг/м}^3; C_2 = 0.734 / 0.048 = 15.3 \text{ мг/м}^3;$$

$$C_3 = 0.677 / 0.048 = 14.1 \text{ мг/м}^3; C_{\text{ўрт}} = 15.2 \text{ мг/м}^3; B = 15.2 \cdot 2.24 \cdot 0.001 = 0.034 \text{ г/с}.$$

$$\eta = \frac{1.21 - 0.034}{1.21} \cdot 100 = 97.2\%.$$

Чанг газ оқими параметрларини тадқиқ қилиш қуйидаги масалаларда ечимини топади:

- пневмометрик ўлчовларни ташкил қилиш ва ўтказиш;
- заррачаларнинг ялпи миқдорини аниқлаш;
- аэрозол заррачалар таркибини баҳолаш;
- ажралиб чиқаётган ва атмосферага ташланаётган чанг оқимини мониторинг қилиб туриш.

Тадқиқотлар давомида чанг тутгичларнинг муҳим хусусиятлари ўрганилди: заррачаларни тутиш самарадорлиги, гидравлик қаршилик, қайта тикланишдан олдин иш давомийлиги, динамик янгиланиш самарадорлиги.

Бу бир қатор масалаларни ҳал қилишга имкон берди:

- маълум бир ҳаво оғирлигининг ўзига хос турли қийматларида чанг тутгичнинг барқарорлигини ва кириш жойи чанг оқимидаги чангнинг турли хил масса сифимини баҳолаш;
- дон маҳсулотларини сақлаш ва қайта ишлаш жараёнида аэрозолни яхши ажратиш учун юқори самарали чанг тутгични лойиҳалаш ва техник дизайнини лойиҳалаш бўйича тавсиялар ишлаб чиқиш ва тақдим этиш.

**Хулоса.** Чанг зарраларини ушлаб қолиш самараси газнинг тезлигига тўғри пропорционал, диаметрига эса тескари пропорционалдир. Циклонда жараёни юқори тезликда ва унча катта бўлмаган диаметрда олиб бориш мақсадга мувофиқ. Лекин тезликни ошириб бориш тозалаш жараёнида чанг аралашмаси билан майда зарралар чиқиб кетишига сабабчи бўлади. Шунинг учун, тозалаш самарасини ошириш учун аппарат диаметрини қисқартириш самаралироқ ҳисобланади. Циклоннинг баландлиги ва диаметрининг оптимал нисбати  $H/D_{\text{ис}} = 2 - 3$  га тенг бўлганда мақсадга мувофиқ бўлади. Саноатда шу билан бир қаторда уюрмали чангютгичлар ҳам қўлланилади. Ушбу чангютгичда циклондан фарқли равишда чанггаз оқимини айлангириб берувчи қўшимча мослама-си бўлади. Аппаратда марказдан қочма куч таъсирида чанг зарралари деворга урилади ва иккиламчи ҳаво ёрдамида пастга қараб йўналади. Иккиламчи ҳаво сифатида атмосфера ҳавоси ёки чангли газ ишлатилиши мумкин. Чангли газ ишлатилганда аппаратнинг иш унуми 40 - 65%га кўтари-

лади. Циклонга ўхшаб уюрмали чангютгичларда ҳам аппаратнинг диаметри ошиши билан самарадорлиги камаяди.

#### АДАБИЁТЛАР

- [1] Коузов И. А. Основы анализа дисперсного состава промышленных пылей и измельченных материалов. Л.: Химия, 1987. – 264 с.
- [2] Балтренас П. Методы и приборы определения физико-механических и химических свойств пылей и аэрозолей. Вильнюс: Техника, 1994. – 240 с.
- [3] Коузов И. А. Основы анализа дисперсного состава промышленных пылей и измельченных материалов. Л.: Химия, 1987. – 264 с.
- [4] Зиганшин М. Г., Колесник А. А., Посохин В. Н. Проектирование аппаратов пылегазоочистки. М.: "Экопресс" – ЗМЭ, 1998. – 505 с.
- [5] Идельчик И. Е. Аэрогидродинамика технологических аппаратов. (Подвод, отвод и распределение потока по сечению аппаратов). М.: Машиностроение, 1983. – 351 с.

Самарқанд давлат арихитектура-курулиш институти

12. 09.2020 й.  
кабул қилинган

***М.А. Ахмедова, С.М. Бобоев. Параметры пылевого потока, образующегося в производственных цехах промышленных предприятий и удержания пыли***

*Выбросы пыли образуются практически во всех отраслях промышленности. В результате их выброса в атмосферу состав атмосферного воздуха резко загрязняется. Пыльные отходы часто образуются в процессе получения любого продукта. Частицы пыли являются частью производимой продукции. Показано важность определения параметров потока пыли, чтобы улавливать и возвращать ее в производственный цикл (процесс) для нейтрализации выбросов пыли. Обновлено значение подбора методов очистки и устройств, улавливающих пыль, выбирающих в зависимости от природы частицы пыли.*

***M.A. Axmedova, S.M. Boboyev. Parameters of the dust flow formed in the production halls of industrial enterprises and dust retention***

*Dust emissions are emitted in almost all industries and released into the atmosphere. As a result, the composition of atmospheric air is sharply polluted. Dusty discharges are often formed during the process of obtaining a product. Dust particles are part of the products being produced, and it is important to determine the parameters of the dust flow in order to capture and return them to the production cycle (process), to neutralize the dust emissions. This is because the method of cleaning and the devices that trap the dust are differentiated and selected depending on the nature of the dust particle.*

УДК 631.133

**Р.Д. МАТЧАНОВ, Б.Р. КУРАМБАЕВ, Р.Р. ХУДАЙКУЛИЕВ, Н.Б. ДЖУРАЕВА, А.П. УРИНОВ**

### **РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКОГО ТУКОВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА К 8-РЯДНОМУ КУЛЬТИВАТОРУ**

В настоящее время большое внимание уделяется созданию широкозахватных сельскохозяйственных машин, которые с помощью рычага управления гидросистемой переводят боковые крылья из рабочего положения в транспортное и наоборот, что способствует свободному передвижению машины тракторного агрегата по шоссе, а также по полевым дорогам [1].

В последние годы за рубежом особое внимание уделяется применению в сельскохозяйственных машинах пневматических систем, которые используются для различных целей, таких как внесение минеральных удобрений, семян, ядохимикатов и других материалов.

Создание широкозахватных агрегатов на базе складывающейся рамы с механическими тукораспределительными устройствами сложно. Одной из причин создавшегося положения является специфика гравитационного транспортирования материала по трубопроводам от высевающего аппарата к заделывающему рабочему органу, который требует вертикального расположения составляющих конструктивных элементов (бункера, высевающего аппарата, заделывающего рабочего органа).

Кроме того, пневматическое транспортирование высеваемого материала по трубопроводам требует небольших углов отклонения их от вертикального положения в целях исключения зависания частиц на стенках тукопроводов и обеспечения стабильного технологического процесса, а это возможно при достаточной высоте расположения бункера от заделывающих рабочих органов; при ширине бункера, близкой к рабочей ширине захвата агрегата, или при использовании многосекционного бункера с равномерным распределением секций по ширине захвата агрегата.

В первом случае высота установки бункера ограничена техническими возможностями погрузочных средств и поперечной устойчивостью агрегата.

Создание бункера шириной, равной рабочей ширине захвата машины, увеличивает металлоемкость конструкции, усложняет складывание рамы и снижает маневренность агрегата.

Использование многосекционного бункера в широкозахватных агрегатах усложняет привод высеваемых рабочих органов машины и затрудняет заправку секции бункеров высеваемым материалом [2].

Изложенное выше позволяет утверждать, что наиболее перспективным направлением в создании широкозахватных агрегатов при междурядной обработке для внесения минеральных удобрений является использование пневмораспределительных систем с центральным высевом и последующим пневмотранспортированием.

В связи с этим разработка конструкции широкозахватного 8-рядного культиватора-растениепитателя с соответствующим повышением производительности, сокращением количества проходов МТА (в 2 раза), уменьшением удельного расхода ГСМ по сравнению с 4-рядными машинами с высевающим аппаратом для централизованного высева удобрений с последующим пневмотранспортированием при междурядной обработке культурных растений представляет важную научную задачу и имеет большое практическое значение для сельскохозяйственного производства.

В Институте механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз (ИМСС АН РУз) совместно с Научно-исследовательским институтом механизации сельского хозяйства (НИИМСХ), ОАО «БМКБ-Агромаш» и Центром по сертификации и испытанию сельскохозяйственной техники и технологий (ЦИТТ) с 2019 г. в рамках проекта ФА-Атех-2018-334 проводят НИИ и ОКР по разработке широкозахватных машин на базе универсальной рамы. Выбрана конструкция туковысевающего аппарата с учетом его компоновки для централизованного высева удобрений с последующим пневмотранспортированием. Разработан и изготовлен экспериментальный образец конструкции 8-рядного культиватора-растениепитателя [3] для тракторов класса 2.

В качестве высевающего аппарата выбрали «Турбо Джет Супер 8» с электроприводом установленным в центральной части рамы 8-рядного культиватора.

Исследование количества высева минеральных удобрений проводилось в лабораторных условиях (рис 1) на пневмомеханическом высевающем аппарате «Турбо Джет Супер 8» (Дания).



Рис. 1. Общий вид пневматического высевающего аппарата «Турбо Джет Супер 8», установленного на лабораторном корпусе

Лабораторная установка представляет собой бункер 1 для минерального удобрения, высевающий аппарат 2, который имеет централизованную пневматическую высевающую систему с общим дозатором и механическим распределителем удобрения по восьми туковым сошникам через тукопроводы 3, восемь пяти литровых емкостей для сбора высеянных минеральных удобрений 4, блок управления оборотом высевающей катушки 5, рычаг регулировочного клапана 6 и аккумуляторную батарею 12 В для привода высевающего аппарата 7.

Для испытания аппаратов на различных скоростях вращения высевующих катушек предусмотрены блок управления оборотом приводного вала высевующей катушки, имеющей тумблер, при изменении положения которого обороты катушки меняются в пределах от 10 до 30 оборотов в минуту.

Работы по исследованию высевующего аппарата «Турбо Джет Супер 8» проводились на высевае порошковидного аммофоса, так как аммофос имеет хорошую сыпучесть.

Бункер туковысевающего аппарата заправляется удобрением, после чего производился высева удобрения. При установившемся режиме работы аппарата производилась его регулировка на нужный зазор между клапаном и высевующей катушкой. Следовательно, проводились опыты по определению количества высеваемых удобрений для каждого сошника.

Чтобы изучить влияние скорости движения агрегата на изменение количества и равномерности высева, были проведены опыты при зазоре 1, 2 и 3 мм между высевующей катушкой и клапаном, при частоте вращения катушки 11, 21 и 25 об/мин, что позволяет конструкция этого аппарата.

Для оценки показателей туковысевающих аппаратов существуют ГОСТ – 31345-2007 «Сеялки тракторные. Методы испытаний» и ГОСТ 28714-2007 «Машины для внесения твердых минеральных удобрений. Методы испытаний». Определению неравномерности высева удобрения по этим ГОСТам рекомендуется производить трехкратным замером количества высеваемого удобрения за определенный отрезок времени или определенное количество оборотов высевующей катушки. Среднее значение из трех отклонений, отнесенное к среднему весу пробы и выраженное в процентах, считается степенью неравномерности высева удобрения.

Результаты изучения количества внесения удобрения при различных скоростях движения агрегата, различных зазорах между высевующей катушкой и клапаном и при различных частотах вращения высевующей катушки занесены в таблицу.

Получение различных количеств высева достигались изменением числа оборотов катушки высевующего вала и изменением зазоров между катушкой и клапаном при сохранении постоянного количества зубьев (10 шт.) в катушке.

Далее, согласно программам совместной работы ИМ и СС АН РУз, НИИМСХ, АО «ВМКВ-Агромаш», для полного изучения возможности этого аппарата были проведены стендовые испытания. Критериями оценки служили неравномерность высева по ширине агрегата и установка по количеству высева. Результаты этих исследований и тоже приведены в таблице.

**Результаты изучения нормы высева удобрений, кг**

S, мм	n, об/мин	Количество высева удобрения при пересчете на гектар					
		скорость движения агрегата, км/ч					
		3	4	5	6	7	8
1	11	88.0	65.7	52.9	43.8	37.6	32.9
	21	120.6	90.1	72.5	60.1	51.5	45.1
	25	182.8	136.5	110.0	91.0	78.0	68.3
2	11	94.4	70.2	56.8	47.0	40.3	35.3
	21	132.7	98.6	79.9	66.1	56.6	49.6
	25	220.0	163.7	132.5	109.7	94.0	82.3
3	11	126.2	93.8	75.9	62.8	53.8	47.1
	21	222.6	165.5	133.9	110.9	95.0	83.1
	25	282.8	210.2	170.1	140.8	120.7	105.6

где: S – зазор между высевующей катушкой и клапаном, n – число оборотов катушки высевующего вала.

При этом количество высева для каждого режима работы аппаратов определялось путем снятия минутного высева с последующим пересчетом на 1 га по следующей формуле [3]:

$$Q_n = \frac{10q}{V_m B_m},$$

где q – пропускная способность, кг/ч; B<sub>m</sub> – ширина захвата агрегата, м; V<sub>m</sub> – скорость агрегата, км/ч.

Проверена работоспособность аппарата при высева минеральных удобрений порошковидного аммофоса с влажностью 5%. Опыты проведены в трех вариантах при зазоре между высевующей катушкой и клапаном (1; 2; 3 мм). Каждый вариант опыта проведен при следующих частотах вращения катушки: 11; 21 и 25 об/мин.

Результаты экспериментальных исследований количества внесения удобрения в зависимости от скорости движения агрегата и частоты вращения высевующей катушки показывают (рис.2), что при высева порошковидного аммофоса, во всех вариантах (S=1 мм, S=2 мм, S=3 мм) при частоте вращения высевующей

катушки 11 об/мин с увеличением скорости агрегата от 3 до 8 км/ч количество внесения удобрения уменьшается и соответственно по вариантам составляет от 88 до 32, от 94 до 35, от 126 до 47 кг/га. При частоте вращения высевальной катушки 21 об/мин с увеличением скорости агрегата от 3 до 8 км/ч норма внесения удобрения уменьшается соответственно по вариантам и составляет от 120 до 45, от 132 до 50, от 126 до 47 кг/га. При частоте вращения высевальной катушки 25 об/мин с увеличением скорости агрегата от 3 до 8 км/ч количество внесения удобрения уменьшается соответственно по вариантам и составляет от 182 до 68, от 220 до 82, от 282 до 105 кг/га. С увеличением частоты вращения высевальной катушки от 11 до 25 об/мин при скорости агрегата 3 км/ч количество внесения удобрения увеличивается пропорционально и соответственно по оборотам высевальной катушки составляет в пределах от 88 до 182,8, от 94 до 220, от 26 до 282 кг/га. При скорости агрегата 8 км/ч норма внесения удобрения увеличивается пропорционально и соответственно по оборотам высевальной катушки составляет в пределах от 32 до 68, от 35 до 82, от 47 до 105 кг/га.

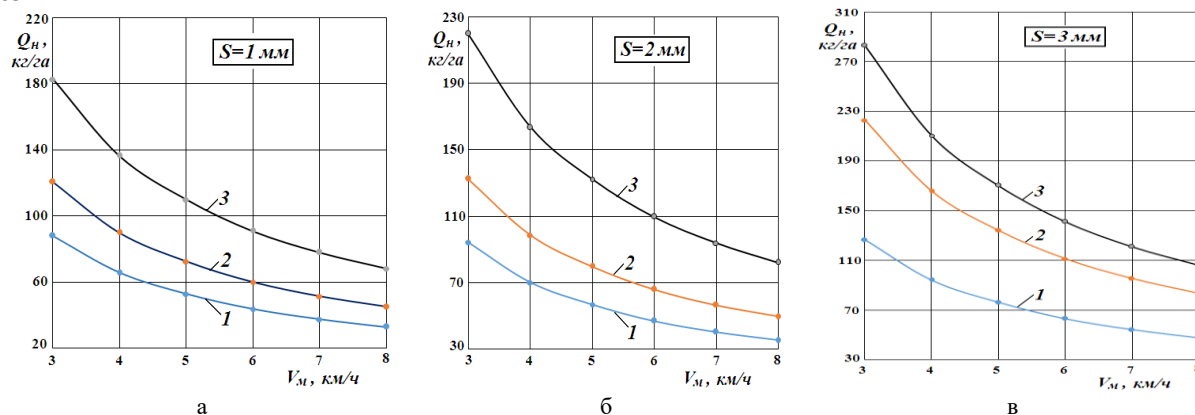


Рис. 2. Количество внесения удобрения  $Q_n$  туковывсевающего аппарата в зависимости от скорости  $V_M$  движения агрегата при частоте вращения высевальной катушки об/мин: 1 – 11; 2 – 21; 3 – 25. Зазор  $S$  между высевальной катушкой и клапаном: а – первый вариант  $S=1$  мм; б – второй вариант  $S=2$  мм; в – третий вариант  $S=3$  мм

Таким образом, предлагаемый туковывсевающий аппарат при скорости движения агрегата 8 км/ч и зазоре между клапаном и высевальной катушкой 1 мм может внести удобрения 32 кг/га, при зазоре 3 мм может внести удобрения 105 кг/га. С уменьшением скорости агрегата количество внесения удобрения увеличивается. При скорости 3 км/ч в зазоре между клапаном и высевальной катушкой 1 мм может внести удобрения 88 кг/га, при зазоре 3 мм – до 282 кг/га. С увеличением скорости агрегата количество внесения удобрения пропорционально уменьшается, а с увеличением зазора между высевальной катушкой и клапаном увеличивается. Зазор между высевальной катушкой и клапаном можно изменить в пределах 1–3 мм, больше 3 мм конструкция не позволяет. Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что изменение скорости напрямую зависит от скорости агрегата. Результаты показали, что пневмомеханический туковывсевающий аппарат обеспечивает количество высева от 33 до 280 кг/га с требуемой агротехнической неравномерностью высева по ширине агрегата не более 10%, и тем самым данный аппарат создает возможность внесения различных минеральных удобрений в требуемом объеме.

Анализ результатов исследований по определению количества высева в зависимости от скорости и числа оборотов катушки показал, что туковывсевающий аппарат обладает одним существенным недостатком: система очень чувствительна к изменению поступательной скорости агрегата, т.е. с повышением скорости агрегата количество внесения удобрения на гектар уменьшается, а с его уменьшением оно увеличивается.

Таким образом, для обеспечения определённого количества высева при междурядной обработке культурных растений независимо от скорости движения МТА необходимо изменить привод высевальной катушки туковывсевающего аппарата, так как скорость движения агрегата не должна влиять на количество внесения удобрения. В связи с этим в разработке новой конструкции широкозахватного 8-рядного культиватора предлагается использовать высевальной аппарат, имеющий механический привод от опорного колеса культиватора через цепную передачу, обеспечивающую необходимое количество внесения удобрения на гектар независимо от скорости движения агрегата.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Курамбаев Б., Гуланов И., Тухтабаев М., Йулдашев О. Результаты полевых экспериментальных исследований 8-рядного макета культиваторного агрегата с универсальной рамой // "Замонавий тадқиқотлар, инновациялар, техника ва технологияларнинг долзарб муаммолари ва ривожланиш тенденциялари" мавзусидаги Республика миқёсидаги илмий-техник анжумани материаллари тўплами (1-қисм). 2018 йил 14 декабрь. Жиззах: ЖизПИ, 2018. Б.219–221.
- [2] Тенденции развития конструкций машин с пневматическими системами для внесения минеральных удобрений. Обзорная информация. М.: 1979. – 27 с.
- [3] Худайкулиев Р.Р., Джураева Н.Б., Холматова З.Т. Выбор компоновочных схем и проектирования широкозахватных комбинирующих агрегатов с универсальной рамой // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2018. № 4. С. 100–103.

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

Дата поступления  
03.08.2020

***Р.Д. Матчанов, Б.Р. Курамбаев, Р.Р. Худайкулиев, Н.Б. Джураева, А.П. Уринов. 8 қаторли культиваторга ўрнатиладиган пневмомеханик ўғитлагич аппаратининг синовларидан олинган натижалар***

*Мақолада 8 қаторли культиваторга ўрнатилган ўғит тақсимлагич аппаратининг турли тезликларда ўғитни қанча миқдорда тарқатиши ва тақсимлагичга ўрнатилган клапаннинг тирқиш кенлиги ўғит миқдорида қандай таъсир қилиши ўрганиб чиқилди ҳамда бир гектар учун сарфланадиган ўғитнинг максимал ва минимал қийматлари аниқланди.*

***R.D. Matchanov, B.R. Kurambaev, R.R. Khudaykuliev, N.B. Djuraeva, A.P. Urinov. Results of experimental studies of a pneumo-mechanical fertilizer dispenser for an 8-row cultivator***

*The article examines how much fertilizer dispenser mounted on an 8-row cultivator distributes fertilizer at different speeds and how the opening width of the valve mounted on the distributor affects the amount of fertilizer and the maximum and minimum values of fertilizer per hectare.*

УДК 623.438.3

**Б.Ш. СОБИРОВ, Ф.М. МАТМУРОДОВ**

## **ДИНАМИЧЕСКАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЕРЕДАЧИ ЭНЕРГОСИЛЫ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМАХ И РАБОЧИХ ОРГАНАХ**

Проектирование передачи требует уточненных расчетов, основанных на исследовательских и испытательских работах большой трудоемкости. Сократить время и трудозатраты на проведение этих работ можно лишь за счет развития теоретических методов прогнозирования эксплуатационных свойств передачи, подтвержденных экспериментально. Сравним передачу энергосилы по распределению по частям и многоответственным исполнительным органам через гидро трансмиссии и гидродифференциал.

С.М. Панасенко определено, что гидропривод движителей с высокомоментными гидромоторами, имеющими кинематическое возмущение или неравномерность вращения, во всем диапазоне нагрузок превышает буксование трактора с механической трансмиссией. Установка низкомомментных гидромоторов способствует снижению буксования при воздействии вынужденных колебаний. Наиболее рациональные объемные гидроприводы ходовой части тракторов характеризуются применением высокооборотных гидромоторов с последующей механической коробкой передач и редукцией момента к движителям. Такая схема обладает более высокими свойствами диссипации, что исключает возникновение колебаний, оказывающих влияние на буксование движителей.

Обычно традиционно после коробки передач устанавливаются дифференциал, полуось и передние колёсные редукторы. Эти механизмы служат редукции энергосилы при передаче от гидромотора к колесу.

В работе [1] выдвигается и обосновывается гипотеза о разрушении металлокерамических дисков фрикционных элементов системы управления гидромеханической трансмиссии вследствие возникновения резонансных режимов, причиной которых являются высокочастотные возмущения, генерируемые гидротрансформатором. На основании результатов исследования разработана усовершенствованная методика фрикционных элементов.

Методы и материалы. Ранее выполненные на всех математических моделях передачи энергосилы описаны по частям и в расплывчатом виде. Научная литература не располагает материалом с передаче выработанной мощности или энергосилы посредством математического выражения в полном виде не создание многооперационного и многофункционального мобильного энергосредства и сверхмощностного двигателя диктует необходимость создания единой математической мо-

дели передачи энергосилы от двигателя через многоразветвленные передающих механизмы к исполнительным органам.

В статье использованы уравнения Лагранжа 2-города и Гамильтонский вариационный принцип для составления динамической математической модели действия мобильного энергосредства и рабочих агрегатов.

Результаты и дискуссии. Для составления математической модели гидропередачи энергосилы по распределению по частям и многоразветвленным исполнительным органам используем расчетную схему типа двигатель–трансмиссия–исполнительный механизм (двигатель, рабочие органы).

Для рассмотрения данной модели в упрощенном состоянии примем следующие допущения:

– не учитываются колебательные явления во всех механизмах и узлах;

– не рассматривается устойчивость;

– не изучены внешние возмущающие явления и т.д.

Таким образом, согласно [2]:

$$J_3^1 \ddot{\varphi}_3^1 - k_{23}^1 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3^1) - e_{23}^1 (\varphi_2 - \varphi_3^1) = -p_1 R f \sin \gamma \sum_{k=0}^{n-1} \sin(\varphi_3^1 - k\beta) / \eta_{HM},$$

$$J_3^{11} \ddot{\varphi}_3^{11} - k_{23}^{11} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3^{11}) - e_{23}^{11} (\varphi_2 - \varphi_3^{11}) = -p_2 R f \sin \gamma \sum_{k=0}^{n-1} \sin(\varphi_3^{11} - k\beta) / \eta_{HM},$$

$$J_3^1 \ddot{\varphi}_3^1 R f_{gm\text{эк}} \sin \gamma \sum_{k=0}^{n-1} \sin(\varphi_3^1 + k\beta) = \varphi_4^1 F \sum_{k=0}^{n-1} v_\varphi + p_1 r + \dot{p}_1 V_1 / E,$$

$$J_3^{11} \ddot{\varphi}_3^{11} R f_{gm\text{эк}} \sin \gamma \sum_{k=0}^{n-1} \sin(\varphi_3^{11} + k\beta) = \varphi_4^{11} F \sum_{k=0}^{\theta} v_\varphi + p_2 r + \dot{p}_2 V_2 / E,$$

$$J_4^1 \ddot{\varphi}_4^1 - k_{45}^1 (\dot{\varphi}_4^1 - \dot{\varphi}_5^1) - e_{45}^1 (\varphi_4^1 - \varphi_5^1) = -p_1 F \eta_{MM} \sum_{k=0}^{\theta} v_\varphi,$$

$$J_4^{11} \ddot{\varphi}_4^{11} + k_{45}^1 (\dot{\varphi}_4^{11} + \dot{\varphi}_5^{11}) + e_{45}^1 (\varphi_4^{11} - \varphi_5^{11}) = F \sum_{k=0}^{\theta} v_\varphi,$$

$$J_5^1 \ddot{\varphi}_5^1 - k_{45}^1 (\dot{\varphi}_4^1 - \dot{\varphi}_5^1) + k_{56}^1 (\dot{\varphi}_5^1 - \dot{\varphi}_6^1) + e_{45}^1 (\varphi_4^1 - \varphi_5^1) + c_{56}^1 (\varphi_5^1 - \varphi_6^1) = -0.5 M_\varphi$$

$$J_5^{11} \ddot{\varphi}_5^{11} - k_{45}^1 (\dot{\varphi}_4^{11} - \dot{\varphi}_5^{11}) + k_{56}^1 (\dot{\varphi}_5^{11} - \dot{\varphi}_6^{11}) + e_{45}^1 (\varphi_4^{11} - \varphi_5^{11}) + c_{56}^1 (\varphi_5^{11} - \varphi_6^{11}) = -0.5 M_\varphi$$

Определим гидравлические передачи:

$$k_n \varphi_3^1 \gamma - c_n (p_1 - p_2) - c_y p_1 - q_{gm} \dot{\varphi}_4 - 2e_{23} \dot{p}_1 = \begin{cases} 0, npi \ p_1 > p_{nkl} \\ r_{nkl} p_1 - Q_{nn} \ npi \ p_1 \leq p_{nkl} \end{cases},$$

$$k_n \varphi_3^1 \gamma - c_n (p_1 - p_2) - c_y p_2 - q_{gm} \dot{\varphi}_4 - 2e_{23} \dot{p}_2 = \begin{cases} 0 \ npi \ p_2 > p_{nkl} \\ r_{nkl} p_2 - Q_{nn} \ npi \ p_2 \leq p_{nkl} \end{cases},$$

$$M_{gm} = q_{gm} (p_1 - p_2) - f_{gm\text{эк}} \dot{\varphi}_4, \quad M_n = k_n \gamma (p_1 - p_2) - f_{n\text{эк}} \dot{\varphi}_3,$$

где,  $J_3^1, J_4^1, J_3^{11}, J_4^{11}, J_5^1, J_5^{11}$  – приведенные моменты инерции сосредоточенных масс правого и левого насосов, правого и левого гидромоторов, ведущих правого и левого колеса;  $\varphi_2, \varphi_6$  – угловые перемещения муфты сцепления и активного исполнительного органа;  $\dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_6$  – угловые скорости муфты сцепления и активного исполнительного органа;  $k_{23}^1, k_{23}^{11}$  – коэффициенты демпфирования валапровода насоса;  $e_{23}^1, e_{23}^{11}$  – гидравлическая податливость напорной части насоса;  $R$  – создаваемое усилие РЖ;  $\gamma$  – угол поворота управляющего устройства насоса;  $r$  – коэффициент утечек РЖ;  $V_1, V_2$  – объем в напорной и сливной полостях;  $E$  – объёмный модуль упругости РЖ;  $k_{45}$  – коэффициент демпфирования валапровода гидромотора;  $e_{45}$  – гидравлическая податливость рабочей части гидромоторов;  $e_{23}, e_{34}$  – гидравлическая податливость напорной и сливной гидролиний между насосом и гидромоторами;  $k_{56}$  – коэффициент демпфирования валапровода активного исполнительного органа;  $c_{56}$  – окружная жёсткость валапровода активного исполнительного органа;  $\varphi_3^1, \varphi_4^1$  – угловые перемещения вала в правом насосе 3 и правом гидромоторе 4;  $\varphi_3^{11}, \varphi_4^{11}$  – угловые перемещения вала в левом насосе 3 и левом гидромоторе 4;  $\varphi_5^1, \varphi_5^{11}$  – угловые перемещения вала звена 5 со стороны соответствующих гидромоторов;  $F$  – площадь сечения;  $\eta_{HM}, \eta_{MM}$  – КПД насоса и гидромоторов;  $v_\varphi$  – приведённая скорость высокооборотных гидромоторов;  $c_n, c_y$  – коэффициенты утечек и перетечек гидросистемы;  $p_1, p_2$  – давления в напорной и сливной гидролиниях;  $\dot{p}_1, \dot{p}_2$  – про-



изводные по времени давления в напорной и сливной гидролиниях;  $p_{nkl}$  – давление настройки подпитанного клапана;  $r_{nkl}$  – удельный расход через обратный подборный клапан;  $k_n$  – коэффициент удельной подачи насоса;  $q_{gm}$  – удельный расход гидромотора;  $f_{gm \text{ эк}}, f_n \text{ эк}$  – коэффициенты обобщенного эквивалентного демпфирования насоса и гидромоторов;  $M_{gm}, M_n$  – момент, создаваемый гидромотором и насосом;  $M_\varphi$  – момент сцепления движителей с грунтом.

Получены составляющие дифференциальных уравнений для гидронасоса НАР-53 в виде  $\sum_{k=0}^{n-1} \sin(\varphi + k\beta) = 0.5 \sin \varphi + 2.83 \cos \varphi$ ,  $-20^\circ \leq \varphi \leq 20^\circ$ ,  $\varphi_3^1, \varphi_4^1$  – соответственно для угловых перемещений. Для гидромотора МГ-265Т  $\sum_0^\theta v_\varphi = a + b\varphi = 18.55 + 3.044\varphi$ .

Момент сцепления движителей с грунтом определяется с учётом вибродинамического воздействия возмущающих нагрузок и изменяемой скорости вращения колеса по формуле

$$M_\varphi = [mq\varphi_p + (1-m)(c + qtg\varphi)]F_0 r_k^a \sqrt{\frac{\delta}{\delta_{\max}}} \sum_{i=1}^n \sqrt{i} \exp[-\alpha_\tau (|\ddot{\varphi}_5 - \ddot{\varphi}_c| r_k)].$$

Здесь  $m$  – коэффициент насыщенности рисунка протектора шины;  $q$  – нормальное давление шины на грунт;  $\varphi_p$  – угол хождения;  $c$  – связанность грунта;  $\varphi$  – угол внутреннего трения грунта;  $F_0$  – площадь контакта;  $r_k$  – радиус колеса;  $\alpha$  – показатель, зависящий от вида грунта;  $\delta, \delta_{\max}$  – сдвиговые характеристики;  $\alpha_\tau$  – постоянный коэффициент, характеризующий физико-механические свойства грунтов;  $\ddot{\varphi}_c$  – ускорение колебания нагрузки на грунт;  $i$  – количество грунтозацепов, находящихся в сцеплении.

Согласно расчётной схеме и принятым допущениям математическая модель примет вид следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} J_{4H} \ddot{\varphi}_{4H} = M_{4H} - M_p - \beta_{4H} \dot{\varphi}_{4H} \\ J_{4gm} \ddot{\varphi}_{4gm} = M_p - M_{4gm}, \\ (V_{4H} / 2\pi) \dot{\varphi}_{4H} - (V_{4gm} / 2\pi) \dot{\varphi}_{4gm} = e\dot{p} + k_0 p + f_0 \dot{x}_0, \\ p - p_0 = 0.5k^{-2} \rho \dot{x}_0 |\dot{x}_0|, \\ f_0 \dot{x}_0 p_0^2 = V_3 p_3 \dot{p}_0. \end{cases} \quad (1)$$

где  $M_p = (V_{4H} / 2\pi) p$  – момент создаваемого давления РЖ,  $M_{4gm} = M_n - M_i$ .

Начальные условия  $\dot{\varphi}_{4H} = 150c^{-1}$ ,  $\varphi_{4gm} = 0$ ,  $p = 0$ ,  $p_0 = p_3$ ,  $\dot{x}_0 = 0$ .

Здесь,  $J_{4H}$  – момент инерции, приведенный к оси насоса;  $J_{4gm}$  – момент инерции, приведенный к оси гидромоторов;  $M_{4H}$  – крутящий момент оси насоса;  $M_{4gm}$  – крутящий момент оси гидромоторов;  $M_n$  – момент сопротивления осям гидромоторов;  $M_i$  – момент расположенного по очереди  $i$  – того звена;  $V_{4H}$ ,  $V_{4gm}$  – объемы насоса и гидромоторов;  $V_3, p_3, p_0$  – объем, давление предварительной зарядки и давление в гидроаккумуляторе;  $p$  – давление в напорной магистрали;  $\beta_{4H}$  – коэффициент демпфирования насоса;  $\varphi_{4H}, \varphi_{4gm}$  – угловые перемещения оси насоса и гидромотора;  $k_0, e$  – коэффициент объемных потерь в гидроприводе и податливость напорной магистрали;  $f_0, \dot{x}_0$  – сечение и скорость РЖ на входе в гидроаккумулятор;  $k, \rho$  – коэффициент расхода и плотность РЖ.

В системе уравнений (1) первые два уравнения отражают вращение насоса и гидромотора, третье – расход жидкости, четвертое – истечение жидкости в дросселе гидроаккумулятора, пятое – изменение давления в гидроаккумуляторе.

При отсутствии гидроаккумулятора система уравнений (1) упрощается до трех:

$$\begin{cases} J_{4H} \ddot{\varphi}_{4H} = M_{4H} - M_p \\ J_{4gm} \ddot{\varphi}_{4gm} = M_p - M_{4gm}, \\ (V_{4H} / 2\pi) \dot{\varphi}_{4H} - (V_{4gm} / 2\pi) \dot{\varphi}_{4gm} = e\dot{p} + k_0 p. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь  $M_{4gm} = M_n - M_i$ .

Начальные условия  $\dot{\varphi}_{4H} = 150c^{-1}$ ,  $\varphi_{4gm} = 0$ ,  $p = 0$ .

В относительной координате  $\theta = \varphi_{4H} - 5\varphi_{4gm}$ , выделяются два уравнения системы (2):

$$\begin{cases} \theta + (V_0 / 2\pi)p = \varepsilon_0 \\ -(V_0 / 2\pi)\dot{\theta} + e\dot{p} + k_0 p = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Система уравнений (2) при  $\dot{\varphi}_{4H} = 0$ ,  $p_1 = -p$  примет следующий вид

$$\begin{cases} J_{4gm}\ddot{\varphi}_{4gm} - (V_{4gm} / 2\pi)p = M_{4gm}, \\ e\dot{p} + k_0 p + (V_{4gm} / 2\pi)\dot{\varphi}_{4gm} = 0. \end{cases}$$

В результате операционного исчисления определены угол, время и пути торможения:

$$\varphi_T = \dot{\varphi}_0^2 / \varepsilon_T; t_T = \varphi^2 / \varepsilon_T; \varepsilon_T = V_{4gm} p_0.$$

Максимумы нагружения на оси гидромотора:

$$P_{4gm} \approx p_0 + J_{4gm}\dot{\varphi}_0^2 (2p_0 e)^{-1}; M_{4gm} \approx (V_{4gm} / 2\pi)p_{4gm}. \quad (4)$$

Дифференциальные уравнения (1), (2) и (4) решаем методом Рунга–Кутты.

Для функционирования гидродифференциала в связи с ведущим колесом дополним систему уравнений (1) и (2) следующими соответствующими передачами энергосилы:

$$\begin{cases} J_{4H}\ddot{\varphi}_{4H} + k_{4H}(\dot{\varphi}_{МПВОМ} - \dot{\varphi}_{4H}) + c_{4H}(\varphi_{МПВОМ} - \varphi_{4H})\varphi_{МПВОМ} = M_{4H} - M_p - \beta_{4H}\dot{\varphi}_{4H} \\ \dot{\varphi}_{4gm} = \dot{\varphi}_{4H} \frac{V_{4H}}{V_{4gm}}, \\ M_{4gm} = M_{4H} \frac{V_{4gm}}{V_{4H}}, \\ Q_H = V_{4H}\dot{\varphi}_{4gm} + V_{HM}e_{HM}\dot{\varphi}_{4gm} + \frac{1}{4E}(V_{4H}c_{4H} + V_{HM}c_{HM} + 2V_1)\dot{p} + k_{HM}p, \\ M_{4gm} = J_{4gm}\ddot{\varphi}_{4gm} + D\dot{\varphi}_{4gm} + D_{imj}e_{HM}^3\varphi_{4gm}^2 + D_{im}\varphi_{4gm}^2 + S_g\varphi_4 + M^f \text{sign}\varphi_{4gm} + M_{un}(t), \\ J_{4gm}\ddot{\varphi}_{4gm} + k_{4gm}(\dot{\varphi}_{4gm} - \dot{\varphi}_4) + e_{4gm}(\varphi_{4gm} - \varphi_4) = p_{24}F_4\eta_{4gm}\sum_0^\theta \nu_{\varphi_4}, \\ J_5\ddot{\varphi}_5 + k_{45}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) + c_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) = -M_5 \text{sign}(\dot{\varphi}_5)i_5. \end{cases}$$

Определяем, как из предыдущей модели,

$$M_{gm} = q_{4gm}(p_1 - p_2) - f_{gm \text{ эк}}\dot{\varphi}_{4gm}, M_n = k_{4n}\gamma(p_1 - p_2) - f_{n \text{ эк}}\dot{\varphi}_{4H},$$

где  $\gamma$  – угол поворота управляющего устройства насоса;  $p_1, p_2$  – давления соответственно в напорной и сливной гидролиниях;  $k_{4n}$  – коэффициент удельной подачи насоса;  $q_{4gm}$  – удельный расход гидромоторов;  $f_{gm \text{ эк}}, f_{n \text{ эк}}$  – коэффициенты обобщенного эквивалентного демпфирования насоса и гидромоторов;  $M_{gm}, M_n$  – моменты, создаваемые гидромоторами и насосом.

Тогда

$$\begin{cases} J_{4H}\ddot{\varphi}_{4H} + k_{4H}(\dot{\varphi}_{МПВОМ} - \dot{\varphi}_{4H}) + c_{4H}(\varphi_{МПВОМ} - \varphi_{4H})\varphi_{МПВОМ} = M_{4H} - M_p - \beta_{4H}\dot{\varphi}_{4H} \\ (V_{4H} / 2\pi)\dot{\varphi}_{4H} - (V_{4H} / 2\pi)\dot{\varphi}_{4gm} = e\dot{p} + k_0 p + f_0\dot{x}_0, \\ p - p_0 = 0.5k^{-2}\rho\dot{x}_0|\dot{x}_0|, \\ f_0\dot{x}_0 p_0^2 = V_3 p_3 \dot{p}_0, \\ J_{4gm}\ddot{\varphi}_{4gm} + k_{4gm}(\dot{\varphi}_{4gm} - \dot{\varphi}_4) + e_{4gm}(\varphi_{4gm} + \varphi_4) = p_{24}F_4\eta_{4gm}\sum_0^\theta \nu_{\varphi_4}, \\ J_5\ddot{\varphi}_5 + k_{45}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) + c_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) = -M_5 \text{sign}(\dot{\varphi}_5)i_5. \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} J_{4H}\ddot{\varphi}_{4H} + k_{4H}(\varphi_{МПВОМ} - \varphi_{4H}) + c_{4H}(\varphi_{МПВОМ} - \varphi_{4H})\varphi_{МПВОМ} = M_{4H} - M_p, \\ (V_{4H}/2\pi)\dot{\varphi}_{4H} - (V_{4H}/2\pi)\dot{\varphi}_{4gm} = e\dot{p} + k_0 p, \\ J_{4gm}\ddot{\varphi}_{4gm} + k_{4gm}(\varphi_{4gm} - \varphi_4) + e_{4gm}(\varphi_{4gm} + \varphi_4) = p_{24}F_4\eta_{4gm}\sum_0^\theta v_{\varphi 4}, \\ J_5\ddot{\varphi}_5 + k_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) + c_{45}(\varphi_4 + \varphi_5) = -M_5\text{sign}(\dot{\varphi}_5)i_5, \end{cases} \quad (6)$$

где  $Q_H$  – теоретические расходы жидкости насоса;  $V_{HM}$  – рабочий объем насоса-мотора блока;  $V_l$  – рабочий объем используемой гидролинии;  $e_{HM}$  – относительный безразмерный параметр регулирования;  $E$  – эквивалентный модуль упругости системы «жидкость–стенки трубопроводов»;  $k_{HM}$  – коэффициент эквивалентных объемных потерь объемной гидропередачи;  $D$  – коэффициент сил вязкого трения;  $D_{imj}$  и  $D_{mj}$  – моментные коэффициенты вязкого трения жидкости насоса-мотора и гидромоторов;  $S_g$  – позиционная составляющая внешней нагрузки гидромоторов;  $M^f$  – момент сил контактного трения гидромоторов;  $M_{vn}(t)$  – момент внешней нагрузки гидромоторов, приведённый к его валу;  $k_{4gm}$ ,  $\varphi_{4gm}$  – коэффициент демпфирования и угловое перемещение между гидромотором и звеном 4;  $e_{4gm}$  – гидроподатливость гидромоторов;  $p_{24}$  – давления РЖ со стороны звена 4;  $F_4$  – площадь сечения;  $\eta_{4gm}$  – КПД гидромоторов;  $v_{\varphi 4}$  – приведённая скорость высокооборотных гидромоторов гидродифференциала.

Определим прямолинейное движение заднего и переднего агрегатов щ следующих выражением:

$$\begin{aligned} m_{a1}v_{a1} &= c_{xm}\lambda_m - (P_{c1}(1 - e^{-k_{t1}V_{am}})) + A_{P_{c1}}, \\ m_{a2}v_{a2} &= c_{xm}\lambda_m - (P_{c2}(1 - e^{-k_{t2}V_{am}})) + A_{P_{c2}}, \\ m_{ap}v_{ap} &= c_{xp}\lambda_p - (P_{cp}(1 - e^{-k_{tp}V_{ap}})) + A_{P_{cp}}, \end{aligned}$$

----- *n-агрегат* -----

Их также, можно определить по следующим формулам:

$$\begin{aligned} m_{a1}v_{a1} &= c_{xm}\lambda_m + a_{\lambda m}\dot{\lambda}_m - P_{cm} - m_{a1}g\varphi_{cm}, \\ m_{a2}v_{a2} &= c_{xm}\lambda_m + a_{\lambda m}\dot{\lambda}_m - P_{cm} - m_{a2}g\varphi_{cm}, \\ m_{ap}v_{ap} &= c_{xp}\lambda_p + a_{\lambda p}\dot{\lambda}_p - P_{cp} - m_{ap}g\varphi_{cp}. \end{aligned}$$

где  $t$  – время действий;  $m_{a1}$ ,  $m_{a2}$ ,  $m_{ap}$  – масса 1-го, 2-го и переднего агрегатов;  $v_{a1}$ ,  $v_{a2}$ ,  $v_{ap}$  – скорость 1-го, 2-го и переднего агрегатов;  $c_{xm}$ ,  $c_{xp}$  – жесткость шины в продольном направлении технологического модуля и переднего агрегата,  $P_{c1}$ ,  $P_{c2}$ ,  $P_{cp}$  – тяговое сопротивление на рабочих органах 1-го, 2-го и переднего агрегатов;  $k_{t1}$ ,  $k_{t2}$ ,  $k_{tp}$  – экспериментальный коэффициент нарастания тягового сопротивления 1-го, 2-го и переднего агрегатов;  $A_{P_{c1}}$ ,  $A_{P_{c2}}$ ,  $A_{P_{cp}}$  – темп нарастания силы тягового сопротивления 1-го, 2-го и переднего агрегатов;  $a_{\lambda m}$ ,  $a_{\lambda p}$  – коэффициент продольного демпфирования колес технологического модуля и переднего агрегата;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\varphi_{cm}$ ,  $\varphi_{cp}$  – угол поворота остова энергосредства относительно задней и передней поперечной горизонтальной оси, проходящей через центр масс энергосредства.

Здесь продольная деформация шин колес технологического модуля  $\lambda_m$  и колес переднего агрегата  $\lambda_p$  составит

$$\lambda_m = \left( \ddot{\varphi}_{km}r_{km} - \frac{V_{am}}{(1-\delta_m)} \right) / \left( 1 - \frac{\ddot{\varphi}_{km}k_{shm}}{r_{km}} \right).$$

Для правой колес модуля и колес переднего агрегата выражение примет следующий вид:

$$\lambda_{mp} = \left( \ddot{\varphi}_{mp}r_{mp} - \frac{V_{am}}{(1-\delta_m)} \right) / \left( 1 - \frac{\ddot{\varphi}_{mp}k_{shp}}{r_{mp}} \right), \quad \lambda_p = \left( \ddot{\varphi}_{kp}r_{kp} - \frac{V_{ap}}{(1-\delta_p)} \right) / \left( 1 - \frac{\ddot{\varphi}_{kp}k_{shp}}{r_{kp}} \right),$$

а для левой колес модуля выражения имеет вид

$$\lambda_{ml} = \left( \ddot{\varphi}_{ml}r_{ml} - \frac{V_{ap}}{(1-\delta_p)} \right) / \left( 1 - \frac{\ddot{\varphi}_{ml}k_{shl}}{r_{ml}} \right), \quad v_{es} = v_{texnm} = v_{a1} = v_{a2} = v_{ap},$$

где  $\ddot{\varphi}_{km}, \ddot{\varphi}_{mp}, \ddot{\varphi}_{kp}, \ddot{\varphi}_{ml}$  – угловые скорости колес технологического модуля и переднего агрегата;  $r_{km}, r_{kp}$  – динамические радиусы колес технологического модуля и переднего агрегата,  $r_{km}=r_{10}=r_{11}$ ;  $V_{am}, V_{ap}$  – скорости технологического модуля и переднего агрегата,  $V_{am}=V_{ap}$ ;  $\delta_m, \delta_p$  – коэффициенты буксования колеса технологического модуля и колес переднего агрегата;  $k_{sh m}, k_{sh p}$  – продольная деформация шин колес технологического модуля и колес переднего агрегата.

На систему уравнений (5) и (6) действуют условия при  $M_{\varphi 5}=0, M_6 \neq 0$ , и, наоборот, при  $M_6=0, M_{\varphi 5} \neq 0$ .

Система уравнений (5) отражает гидромеханическую сеть с гидроаккумулятором, а (6) – без него. Теоретическое определение выходного момента из трансмиссии на основе использования алгоритмической программы Maple, приведено на рис. 1.

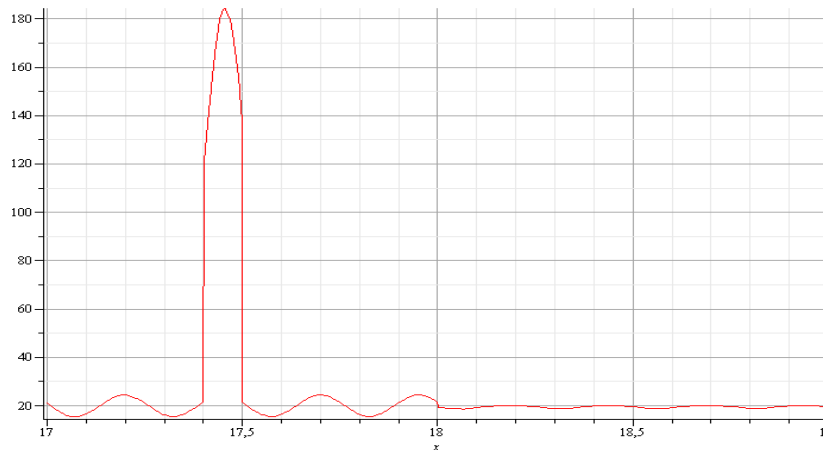


Рис. 1. Теоретическое определение выходного момента из трансмиссии

Сравним расчетные данные с экспериментальными (рис.2) по определению выходного момента  $M_{\text{вых}}$  из трансмиссии. При сопоставлении выходных моментов, характеризующихся в пределах 17–19,5 секунда времени они почти сходятся. Следовательно, разработанная математическая модель соответствует поставленной цели – выполнять функцию описания действий работы приводов колесных машин.

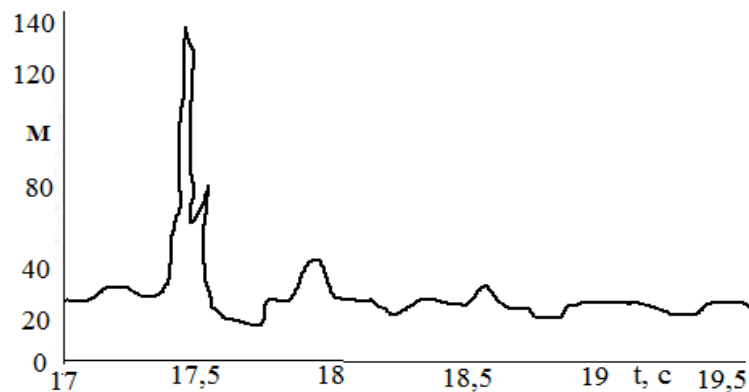


Рис. 2. Фрагмент осциллограммы изменения момента, по данным А.С. Хомичева [1]

**Выводы.** Аналитически описаны передний агрегат и технологический модуль с задним агрегатом в прямолинейном движении, с учетом комплекса реальных факторов. Теоретико-экспериментальным путём доказана функция математической модели описывать передачу энергии по распределению по частям и многоразветвленным исполнительным органам через гидротрансмиссии и гидродифференциал. Данная модель может использоваться в работе по совершенствованию мобильных энергосредств к созданию их новых поколений.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Хомичев А. С. Совершенствование методики проектного расчета фрикционных элементов гидромеханических трансмиссий транспортных машин. // Авторефер. Дис ... канд.техн.наук. Курган, 2010. –16 с.

- [2] Matmurodov F., Sobirov B., Tulanov I., Mirzaabdullayev J., Khakimov J., Daminov O. Mathematical Modeling of the Transfer of Energy Forces from the Engine through Hydro Transmission and Hydro Differential to Executive Bodies // World Journal of Mechanics. USA. 2019. №9. P.105–112.

**Б.Ш. Собиров, Ф.М. Матмуродов. Гидравлик узатма механизмлари ва ишчи органлирининг кучэнергия узатишини динамик математик модели**

*Гидравлик трансмиссия ва гидродифференциалда кучэнергияни узатиш математик моделилаштирилган. Орқа агрегатли технологик модулда кучэнергия узатиш аналитик тавсифланган, шунингдек олдинги агрегатнинг ҳаракат тенгламалари ёзилган. Трансмиссиядан чиқаётган момент ҳисобий ва тажрибавий солиштирилган, таққослаш иккала чиқувчи моментни мос тушишини кўрсатган. Ёзилган математик модели ишлай олиши тасдиқланган.*

**B.Sh. Sobirov, F.M. Matmurodov. Dynamic mathematical model of power transmission in hydraulic transmission mechanisms and working bodies**

*Mathematically simulated power transmission in a hydraulic transmission and hydro differential. Further, the power transmission in the technological module from the rear units is analytically described; the actions of the front unit are also described by the equation. Compared by calculation and experimentally, the output torque from the transmission and a comparison of both output moments showed similarities. The workability of the written mathematical model is proved.*

УДК 677.21

**А.А. МУРАДОВ, М. САЙИДМУРАДОВ**

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОЦЕССА КРУЧЕНИЯ ПРЯЖИ В ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКОМ ПРЯДЕНИИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ НЕПОДВИЖНОГО ВЬЮРКА ЛОЖНОГО КРУЧЕНИЯ**

Для современной текстильной промышленности одной из характерных тенденций остается стремление к повышению производительности технологических машин путем увеличения быстроходности, что обуславливает не только рост рабочих нагрузок, но и резкое увеличение энергозатрат и снижение экономичности. Такое положение особенно характерно для пневмомеханического способа прядения, занимающего значительную долю в нашей стране.

Это положение ставит задачу снижения затрат электроэнергии в пневмомеханическом прядении, успешное решение которой требует использования в этом нетрадиционных подходов.

В связи с изложенным возникает проблема систематизации накопленной информации по новым способам формирования пряжи и конструкций формировочно-крутильных устройств, уточнения ряда вопросов теории и технологии, а также классификации способов формирования пряжи [1]. Основным направлением развития новых способов формирования пряжи остается повышение скоростных режимов рабочих органов и в первую очередь формировочно-крутильного устройства (ФКУ), в связи с чем возникает ряд важных проблем как технологического, так и конструктивного характера.

Одной из важных проблем является резкое увеличение потребляемой ФКУ мощности при повышении частоты вращения. Как показано научными исследованиями, связь между потребляемой мощностью и частотой вращения ФКУ носит экспоненциальный характер. Так как доля потребляемой ФКУ мощности в машинах пневмомеханического прядения в настоящее время составляет 70% и более, в условиях современного требования всемерной экономии всех ресурсов, и в первую очередь, топливно-энергетических, актуальность этой проблемы возрастает. Другой важной проблемой является резкое снижение срока службы шарикоподшипниковых опор ФКУ при повышении частот вращения [2].

**Постановка задачи.** Известная особенность пряжи пневмомеханического прядения, заключающаяся в высоких коэффициентах крутки по сравнению с пряжей кольцевого прядения, обусловленная особенностью структуры пряжи пневмомеханического прядения и условиями ее формирования, весьма усугубляет проблему повышения потребляемой ФКУ мощности. Это в свою очередь делает актуальной проблему снижения коэффициента крутки пряжи пневмомеханического прядения, решение которой дало бы дополнительную возможность достижения увеличения скорости формирования пряжи в пневмомеханических прядильных машинах без увеличения частоты вращения ФКУ при соответственном снижении расхода электроэнергии.

Увеличение рабочих скоростей делает актуальным также вопрос изучения динамики ФКУ при кручении пряжи в новых способах ее получения, в частности, в пневмомеханическом прядении в неустановившемся режиме во время пуска и останова.

Известны исследования [3], указывающие на перспективность применения выюрок ложного кручения в пневмомеханическом прядении. В связи с этим исследуем работу неподвижного выюрка ложного кручения в неустановившемся режиме. Рассмотрим элементарную технологическую схему, приведенную на рис.1. При установившемся режиме работы для вращающегося выюрка ( $n=const$ ,  $v=const$ ) крутка первого участка будет равна

$$K_b = \frac{n}{v}, \quad (1)$$

а для неподвижного выюрка будет определяться по формуле [3]

$$K_H = \eta \chi_0 \left[ 1 - e^{-\frac{T_0 n r_H (1 - e^{\mu \varphi})}{G J_p}} \right], \quad (2)$$

где  $\chi_0$  – естественное кручение оси нити в пункте входа на поверхность неподвижного выюрка, об/м;  $\eta$  – поправочный коэффициент;  $T_0$  – осевая сила натяжения пряжи, Н;  $r_H$  – радиус нити, м;  $G$  – модуль упругости пряжи при кручении, Н/м<sup>2</sup>;  $J$  – полярный момент инерции площади поперечного сечения пряжи, м<sup>4</sup>;  $\mu$  – коэффициент трения между материалами выюрка и пряжи;  $\varphi$  – угол обхвата выюрка нитью, рад.

Имея в виду, что при определенных условиях  $K_H=const$  и приравняв правую часть (1) с левой частью (2), получаем

$$n = K_H v, \quad (3)$$

т. е. неподвижный выюрок оказывает такое же действие, как и вращающийся выюрок с частотой вращения, определяемой по (3).

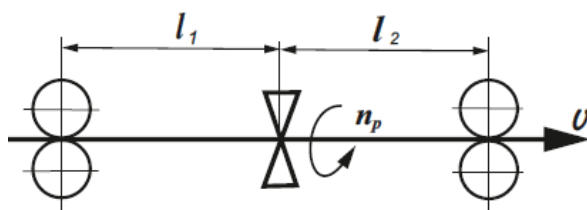


Рис.1. Расчетная схема неподвижного выюрка

Эту величину обозначим  $n_p = K_H v$  и назовем приведенной частотой вращения неподвижного выюрка. Тогда при пуске для 1 участка пряжи можем составить уравнение

$$dk_1 = \frac{n_{np} - K_1 v}{l_1} dt, \quad (4)$$

где  $dk_1$  – приращение крутки пряжи на первом участке за время  $dt$ ;  $l_1$  – длина этого участка;  $v$  – скорость движения пряжи.

При начальных условиях: при  $t=0$ ,  $K_1 = K_H$  уравнение имеет решение [4]

$$K_1 = \frac{n_{np}}{v} \left[ 1 - \left( 1 + \frac{K_H}{n_{np}} \right) e^{-\frac{vt}{l_1}} \right]. \quad (5)$$

При  $K_H=0$  (5) принимает вид

$$K_1 = \frac{n_{np}}{v} \left( 1 - e^{-\frac{vt}{l_1}} \right). \quad (6)$$

Анализ (5) и (6) показывает, что крутка первого участка изменяется экспоненциально и в установившемся режиме достигает значения  $\frac{n_{np}}{v}$ . Изменение крутки  $K_1$  показано на рис.2 линией I (для случая  $K_H=0$ ).

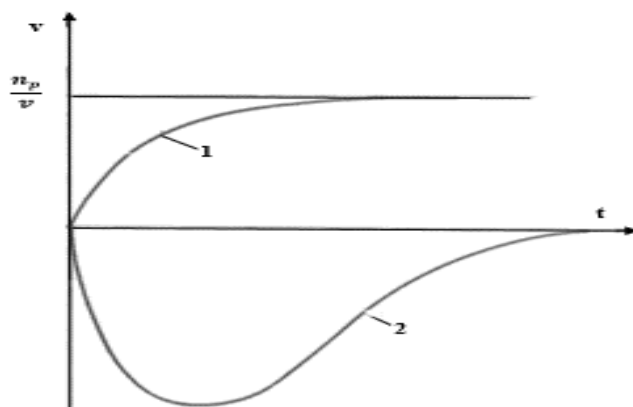


Рис.2. Зависимость крутки от времени при пуске

Аналогично можем составить уравнение для второго участка:

$$dk_2 = \frac{K_1 v - n_{np}}{v} dt \quad (7)$$

Его решение при начальных условиях: при  $t=0$ ,  $K_2=K_H$  имеет следующий вид:

$$K_2 = K_H e^{-\frac{vt}{l_1}} - \frac{n_{np}}{v} \cdot \frac{l_1}{l_1 - l_2} \left( 1 + \frac{K_H v}{n_{np}} \right) \left( e^{-\frac{vt}{l_1}} - e^{-\frac{vt}{l_2}} \right). \quad (8)$$

При  $K_H = 0$  (8) принимает вид

$$K_2 = -\frac{n_{np}}{v} \cdot \frac{l_1}{l_1 - l_2} \left( e^{-\frac{vt}{l_1}} - e^{-\frac{vt}{l_2}} \right). \quad (9)$$

**Вывод.** Таким образом, анализ показывает, что в отличие от установившегося режима работы ( $t \rightarrow \infty$ ) в пусковом режиме (при конечном  $t$ ) значение  $K_2$  отлично от нуля. Кривая 2 на рис.2. показывает изменение крутки  $K_2$  во времени (для случая  $K_H=0$ ).

Приравняв нулю производную уравнения (9), т. е.  $K_2=0$ , определим максимальное значение крутки  $K_{2m}$  и момент времени, когда оно имеет место,  $t_m=0$  [5].

$$K_{2m} = -\frac{n_{np}}{v} \cdot \frac{l_1}{l_1 - l_2} \left( e^{-\frac{vt_m}{l_1}} - e^{-\frac{vt_m}{l_2}} \right). \quad (10)$$

$$t_m = \frac{l_1 l_2}{v(l_1 - l_2)} \ln \frac{l_2}{l_1}, \quad (11)$$

т. е. при неизменных  $l_1$  и  $l_2$   $t_m$  зависит только от скорости  $v$ , а абсолютная величина  $K_{2m}$  определяется соотношением  $l_1$  и  $l_2$ . При  $l_1=l_2=l$

$$K_{2m} = \frac{n_{np}}{v} \cdot \frac{v}{l} t e^{-\frac{vt}{l}}, \quad t_v = \frac{l}{v}.$$

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Павлов Ю. В. Неподвижные вьюрки в прядении. М.: Легкая промышленность, 1973.
- [2] Spinnen von drehungsreduzierten Rotorgarnen unter-Einsatz eines Falschdrahtaggregats // Textil Praxis. 1975. №5. P.532–533.
- [3] Abduvaxidov Mubashshirxon, Muradov Akramjon, Sayidmurodov Mirzohid. Study Of Dynamics Of The Twisting Process In Pneumomechanical Spinning The Presence Of // The American Journal of Engineering And Technology. July. 2020. P. 58–64.
- [4] Abduvaxidov Mubashshirxon, Muradov Akramjon, Sayidmurodov Mirzohid. Pnevмомеханик yigirishda ikkita soxta eshimli ip eshish jarayoni dinamikasi. EHM ucheun dastur. 20.08.2020. № DGU20201308/1.
- [5] Sayidmurodov Mirzohid, Boboyev Utkir. II-uchastkadagi ikkita soxta eshimli ip eshish jarayoni dinamikasi. ЭХМ учун дастур. 28.08.2020. № DGU20201357/1.

*А.А. Мурадов, М. Сайидмурадов. Пневмомеханик йиғиришида сохта эшим кўзгалмас вьюрокини қўллаида ипга бурам бериш жараёни динамикаси тадқиқи*

*Ушбу тадқиқот ишида пневмомеханик йиғиришида сохта эшим кўзгалмас вьюрокини қўллаида ипга бурам бериш жараёни динамикаси тадқиқи натижалари, ўрнатилмаган режимда сохта эшим кўзгалмас вьюроки мавжудлигида ипни шакллантириш шароитларини яхшилаш ва бурам бериш математик модели келтирилган.*

*A.A. Muradov, M. Sayidmuradov. Research of the dynamics of the yarn torking process in pneumatic mechanical spinning when using a false turning stationary*

*The paper presents the results of studying the dynamics of the rotor spinning yarn spinning process in the presence of a stationary false spinning reel, constructs dynamic mathematical models of the rotor spinning yarn spinning process in the presence of a motionless false spinning reel, in unsteady start and stop modes of the forming and spinning device.*

УЎК 677.022

**У.Х. МЕЛИБОЕВ, Д.Х. ПАРПИЕВ**

### **ҚЎШИБ ЎРАШ МАШИНАЛАРИДА ИПЛАР МЕХАНИКАСИНИНГ НАЗАРИЙ ТАДҚИҚОТИ**

Қўшиб ўраш бўлимида қўшилаётган ипларни ип ўткичдан бошлаб то цилиндрик бобинагача бўлган ораликдаги таранглиги ва уларнинг стационар режимдаги деформацион хоссаларини назарий тадқиқ этиш мақсадида қўшиб ўраш машинасини қуйидаги схемадаги каби ифодалаймиз:

1–ўрамадан чуваланаётган, 2-ипўткич, 3–4 ип тарангловчи мослама (маятникли), 5–ип йўналтиргич, 6– цилиндрик бобина.

Машинанинг юқоридаги яъни жуфтланган ипларни ўраш қисмида кўришиб турибдики, қўшилаётган ипга қуйидаги кучлар таъсир қилади:

$V_{\text{чт}}$  – ипнинг чувалиш тезлиги,  $V_{\text{ўт}}$ –ипни ғалтакка перпендикуляр йўналишдаги ўралиш тезлиги,  $V_{\text{тах}}$  –ипнинг горизонтал йўналишдаги тахлаш тезлиги.

Юқорида келтирилган ипга таъсир этувчи кучлар схемасидан тарангловчи мосламадан ўровчи мослама ип йўналтиргичигача ораликдаги ипнинг жорий узунлигини қуйидагича аниқлаймиз:

$$AO = l_1 \sqrt{1 + tg^2 \alpha},$$

бу ерда  $l_1$  – тарангловчи мосламадан ип йўналтиргичнинг ҳаракатланиш йўлигача бўлган масофа;  $\alpha$  –тарангловчи мосламадан ўровчи мослама ип йўналтиргичигача ораликдаги ипнинг жорий қиялик бурчаги.

Амалдаги қўшиб ўраш машиналарида ип таранглигини таҳлил қилишда ип ўтказгич 2 билан тарангловчи мослама жуфтлигигача (3-4) бўлган ораликдаги ипни етакланувчи, 3-4 тарангловчи мослама жуфтлигидан ўровчи қурилма йўналтиргичи 5 гача бўлган ораликда эса етакловчи ип бўлаклари эканлигини эътиборга олиш лозим бўлади. Динамик нуқтаи назардан тарангловчи мослама 3-4 жуфтлигидан ўровчи қурилма йўналтиргичи 5 гача бўлган ораликда эса ип етакланувчи ва 5 ип тахлагич йўналтирувчисидан цилиндрик бобина сиртигача бўлган ораликдаги ипни етакловчи звено сифатида қараб тарангликни аниқлаш тенгламаси параметрларини қидириш мумкин.

Ип тахлагич йўналтирувчи мосламаси 5 ва жуфтланган ипларни ўралаётган цилиндрик бобинага қуйидаги кинематик шартлар қўйилади:

$$tg \alpha_6 = \frac{V_{\text{тах}}}{(\omega_6 r_6)}, \quad (1)$$

бу ерда:  $\alpha_6$  – ипни ғалтакка ўраш бурчаги;  $\omega_6$  – ғалтак (цилиндрик бобинани) айланиш бурчак тезлиги;  $r_6$ – ўраманинг жорий радиуси;  $V_{\text{тах}}$  – ипнинг горизонтал йўналишдаги тахлаш тезлиги.

Ипни ғалтакка (бобинага) ўралиш механизмининг ишлаш принципи. Машинанинг пастки қисмига ўрнатилган бобиналардан чуваланаётган ип тарангловчи мослама (маятникли) 4 орқали тортиб олинаётган икки ёки ундан кўпроқ якка ипларни қўшилган ҳолатда ип йўналтиргичнинг горизонтал-қайтар ҳаракати натижасида қоғоз патронларга ўралиб цилиндрик бобина ҳосил қилинади. Тадқиқотлар натижаларидан маълум бўлмоқдаки, вақт давомида ип йўналтиргичдан



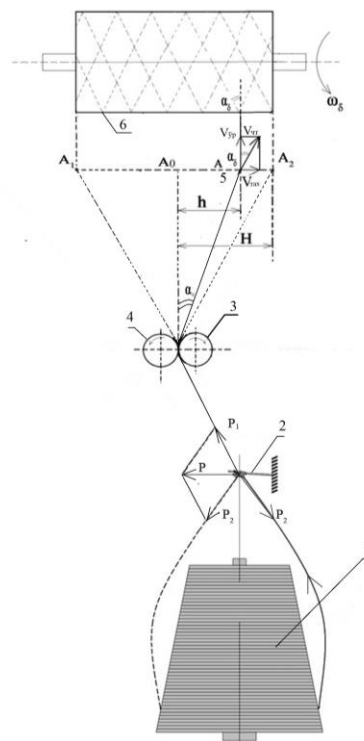
бобинанинг ўралиш юзасигача бўлган жорий масофани ўзгариб туриши, жуфтланган ипларни ғалтакка ўралиш бурчагининг ўзгариб туриши ва бунинг натижасида жуфтланган иплар таранглигини қийматини тебраниб туриши, якка иплар таранглигини таъминлаш учун ишлатиладиган тарангловчи мосламани ишидаги тасодифий ёки тизимли ностационарликлар, қўшилаётган якка ипларни чизиқли зичлиги тасодифий қонуният асосида ўзгариб туриши каби омиллар пишитилган ип сифатига бевосита катта таъсир кўрсатади (1–расм).

Демак мазкур технологик жараён стационарлигини таъминлашда ва бунинг оқибатида пишитилган ип сифатини оширишда, махсус тарангловчи мосламадаги юкларни тўғри танланиши, якка ва жуфтланган ипларнинг таранглиги, ўраш тезлиги ва цилиндрик ўраманинг асосий ўлчамлари каби қўшиб-ўраш машинасининг асосий технологик параметрларини танлаш ва асослаш амалий жиҳатдан муҳим жараён ҳисобланади.

Машинани сошлашда аввало ипларни ғалтакка талаб этилган зичликда ўраш муҳим ҳисобланади. Ўраш зичлигини етарли бўлмаслиги бир томондан ўрамнинг массасини камайиши билан пишитиш машинаси унумдорлигига таъсир кўрсатса, иккинчи томондан калаваланган ип қаватларини ғалтакда зич ўралмаслиги оқибатида пишитиш машинасида чуваланаётган босқичда ип қаватларини назоратсиз кўчиб чиқиш ҳолатига олиб келиши мумкин. Аксинча, ўрама зичлигини ҳаддан ташқари ортиб кетиши ҳам турли салбий ҳолатларга олиб келиши мумкин. Ушбу жараённи замонавий қўшиб-ўраш жиҳозларида ип таранглигини ростловчи мосламада назорат тирқишига қўйилган юкларни ўзгартириш ёрдамида бошқариш мумкин. Бунда, албатта, ип тарангловчи мослама (маятникли) 4 даги ипнинг тортишиш кучи, ипни таранглик кучидан кичик бўлса, ип тарангловчи мослама (маятникли) 4 дан сирпаниб ўтиб кетади ва бобина 7 даги ўрамга салбий таъсир кўрсатади. Шу сабабли ушбу бўлимда ип таранглик кучларини ҳамда ипларда ҳосил бўладиган деформацион жараёнларни назарий тадқиқ этилди.

Тарангловчи мослама жуфтлиги билан цилиндрик ўровчи барабанча орасидаги ип таранглиги унинг муайян тезликдаги илгариланма ҳаракатланиши ва ип тахлагич билан ҳосил бўладиган ишқаланиш таъсирида бўлади. Технологик жиҳатдан ҳосил бўлган ип таранглигининг аҳамияти жуда катта, чунки унинг мақбул қийматдан четлашиши ипнинг сифатини пасайиши, якка ипларни тез-тез узилиши ёки ўрама шаклини бузилиши каби салбий оқибатларга олиб келиши мумкин.

Чиқарувчи валик билан бобина-ғалтак ўртасидаги ип таранглигини ҳисоблашни назарий тадқиқ этишга тарангликка таъсир этувчи омилларни назарий тадқиқ этиш орқали эришишни мақсад қилиб, расмдан кўринганидек, якка ип ипўткич 2 да қўшилгандан сўнг, ип тарангловчи мослама (маятникли) 3-4 жуфтликлари орқали маълум ишқаланишда ўтказилиб, ип тахлагич 5 тирқишлари орқали ўраш механизми бобина 6 га узатилади. Ип тарангловчи мослама (маятникли) 3 ни тортишиш кучини, ипни валикдан олдин ва кейинги қисмидаги таранглик кучига нисбатан ўзгаришига қараб, ип ва валик орасида сирпаниш рўй бериши мумкин. Бу ўз навбатида ипни ғалтакка нотекис тезлик билан ўралишига олиб келади. Бу ҳолатнинг олдини олиш учун сиқувчи компенсатор валик 4 ўрнатилган.  $OA$  – участкада (1-расм) ип бўйлама ҳаракат қилади. Бу ораликда ипда узилиш рўй бермайди. Чунки тўлқинли ҳаракатни кинематик эффекти ип бўйлаб чўзилиш деформацияси натижасида абсолют биқр ип эффектини ҳосил қилади. Бу ҳолат ипни илгариланма ҳаракат тезлиги, товушни ип бўйлаб тарқалиш тезлигига тенг бўлганида содир бўлади. Ипни бўйлама хусусий тебраниши частотаси катта қийматга эришади, ҳамда ташқи муҳит таъсир частотасидан ҳам катта бўлади. Шу сабабли ипнинг бўйлама деформациясини аниқлаш квазистатик масала кўринишини олади.



1 – расм. Қўшиб ўраш машинасида ипларга таъсир этувчи кучлар

Бу ҳолда тадқиқ этилаётган ораликдаги ипда ҳосил бўлувчи таранглик кучи қуйидаги формула билан аниқланади [1]

$$P(t) = P_0(t) + T x \frac{\partial v_0}{\partial t} - \frac{1}{2} \cdot T \cdot \omega_e^2(t) x^2 - \int_0^x F_1(x_1, t) dt, \quad (2)$$

бу ерда:  $P(t)$  – ипда ҳосил бўлувчи таранглик кучи;  $P_0(t)$  –  $O$  нуқтадаги (1–расм) ипда ҳосил бўлувчи бўйлама таранглик кучи; иккинчи ва учинчи ҳадлар эса бўйлама, айланма ҳаракат натижасида ип масса ҳисобига ҳосил бўлувчи инерция кучлари;  $F_1(x, t)$  ташқи куч омилларидан ҳосил бўлувчи куч. Агар масалани бирмунча соддалаштириш мақсадида ташқи таъсир кучларини эътиборга олмасак  $F_1(x_1, t) = 0$  бўлади.

Юқорида келтирилган тарангликнинг умумий формуласи (2) дан  $P_0 = P_0(t)$  куч  $OA$  – участкада ипда ҳосил бўлувчи ип таранглик кучи бўлиб, мазкур таранглик кучи шу участкадаги ипнинг нисбий узайиш деформацияси билан аниқланади.

$OA$  – участкадаги ип узунлигини  $l$  ва  $OA$  – участкага кириб келаётган ипнинг нисбий деформациясини  $\varepsilon$ ,  $OA$ – ораликдаги ипни нисбий деформациясини эса  $\varepsilon$  ва уларга мос тезликларни  $v_1$  ва  $v_2$  деб белгилаймиз.

Ушбу ҳолда  $OA$  участкадаги ипни нисбий бўйлама деформациясини қуйидаги формула билан аниқлаймиз;

$$\varepsilon = -1 + \frac{v}{v_1} \cdot (1 + \varepsilon_1) [1 + \beta^2 \Phi^2(t)]. \quad (3)$$

Бу ерда минимал бўйлама деформация:  $\varepsilon_1 = \frac{P_4}{A_1}$

$$\varepsilon_{\min} = -1 + \frac{v}{v_1} (1 + \varepsilon_1),$$

нисбий орттирма деформацияси:  $\Delta\varepsilon = \frac{1}{2} \left( \frac{H}{l_1} \right)^2 \left( \frac{v}{v_1} \right) (1 + \varepsilon_1)$  бўлади.

Демак бўйлама нисбий деформация қуйидаги ифодага тенг бўлади:

$$\varepsilon = \varepsilon_{\min} + \Delta\varepsilon \Phi^2(t), \quad (4)$$

бу ерда:  $H$  – ип тахлагични ип ўтказувчи кўзчасининг силжиш амплитудаси;  $\Phi(t)$   $A$  – звенонинг, яъни ип тахлагич ип ўтказувчи кўзчасининг тебраниш функцияси.

Агар  $\Phi(t) = \sin P_{2A} t$  деб олсак, унинг ўзгариш оралиғи  $-1 \leq \Phi(t) \leq 1$  га тенг бўлади.

Агар вақтни қуйидаги ораликда деб олсак, яъни  $0 \leq t \leq t_A$  бўлиб  $A$  звенони ипнинг тебраниш частотаси:  $P_{2A} = 2\pi f_{2A}$  ва тебраниш даври:  $f_{2A} = 1/t_A$  тенг бўлади.  $t_A$   $A$  – звенони энг катта четлашишга сарфланган вақти. (3) тенгламанинг учинчи ҳадидаги коэффициент  $\beta^2$  қуйидагича ҳисобланади:

$$\beta^2 = \frac{1}{2} \left( \frac{H}{l_1} \right)^2 \quad (5)$$

Юқоридагиларни инобатга олинса,  $OA$  участкага кириб келувчи ва ундан чиқиб кетаётган ипнинг тезликлари мос равишда қуйидаги формулалар билан аниқланади:

$$v = v(t) = \eta_2 V_{yp} \sqrt{1 + t g^2 \alpha_0}; \quad (6)$$

$$v_1 = \eta_1 \cdot V_{ch}. \quad (7)$$

Бу ерда  $\eta_1, \eta_2$  – ипни валик 4 дан ва бобина 6 сирти бўйлаб сирпаниш коэффициентлари. Тақрибан қўшиб ўраш машинасини конструктив ва кинематик моҳиятидан келиб чиқиб  $v_1, \varepsilon_1, H, l$ –ларни ўзгармас катталиклар деб қабул қилишимиз мумкин.

Бу ҳолда ипда ҳосил бўлувчи таранглик кучи қуйидаги тенгламалар билан аниқланади:

$$P_0(t) = A_1 [\varepsilon_{\min} + \Delta\varepsilon \Phi^2(t)]; \quad (8)$$

$$P(t) = P_0(t) - \frac{1}{2} T \cdot \omega_e^2 x^2. \quad (9)$$

Иккинчи тенгламадаги иккинчи ҳадни ҳам эътиборга олмасак ҳам бўлади, чунки  $OA$  – участкадаги ип ҳаракатида баллон ҳосил бўлмайди. Демак

$$P(t) = P_0(t) = A_1[\varepsilon_{\min} + \Delta\varepsilon\varphi^2(t)]. \quad (10)$$

Бу ифода ёрдамида кўшиб ўраш машинасининг жуфтланган ипни цилиндрик бобинага ўраш жараёнида тарангловчи мосламадан ўровчи барабан сиртигача бўлган участкадаги ипга таъсир этувчи таранглик кучини ҳисоблаш мумкин.

Олинган модел ёрдамида амалга оширилган назарий ҳисоб-китобларни экспериментал тадқиқотлар натижаси билан таққослаш самарали бўлишини инobatга олиб  $T_{ин}=25$  текс чизиқли зичликдаги пахта ипи учун таранглик кучини ҳисобланган.  $T=25$  текс ип учун (1-расм) *OA* участкада ҳаракатланувчи ипда ҳосил бўлувчи таранглик ёки тортишиш кучини  $t$ -вақт бўйича ўзгаришини олинган моделларда текширамиз. Бунда цилиндрик бобина диаметрини  $d_0 = 10\text{см} = 0.1\text{м}$  унинг айланиш тезлигини эса  $\omega_0 = 847 \frac{\text{айл}}{\text{мин}} = 14.12 \frac{1}{\text{с}}$  деб олиб ҳисоблаб қуйидагиларни топамиз:

$$V_1 = V_{\text{ўрам}} = \omega_0 \cdot r_0 = 14.12 \cdot 0.05 \frac{\text{М}}{\text{с}} = 0.706 \frac{\text{М}}{\text{с}}; \quad v_1 = \eta_1 \cdot V_{\text{чик}};$$

$$v = \eta_2 V_{\text{ўп}} \sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha_0} = \eta_2 \cdot V_1 \cdot \sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha_0}; \quad (11)$$

$$\frac{v}{v_1} = \frac{\eta_2 V_1 \sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha_0}}{\eta_1 \cdot V_{\text{чик}}} = \frac{\eta_2}{\eta_1} \frac{V_1}{V_{\text{чик}}} \cdot \sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha_0} = \frac{\eta_2}{\eta_1} K_V \sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha_0}. \quad (12)$$

Бу ерда;  $K_V = \frac{V_1}{V_{\text{чик}}} = 0.982$ ;  $\eta_1 = 0.995$ ;  $\eta_2 = 0.962$ ; (12)-тенгламадан  $\frac{v}{v_1} = 1.01$  бўлади.

Ҳисоблашларни иккита вариантда, яъни якка ва жуфтланган иплар учун ҳисоблаймиз.

**1-вариант.** Якка ип учун ҳисоблашни амалга оширамиз.

$$H = 45\text{мм} = 4.5\text{см} = 0.045\text{м}; \quad \ell_1 = 230\text{мм} = 23\text{см} = 0.23\text{м};$$

$$\alpha_0 = 16^{\circ}30'; \quad T=25 \text{ текс}; \quad E = 9.1 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{М}^2}; \quad A_1 = 15.2\text{Н}; \quad P_4 = 0.266\text{Н};$$

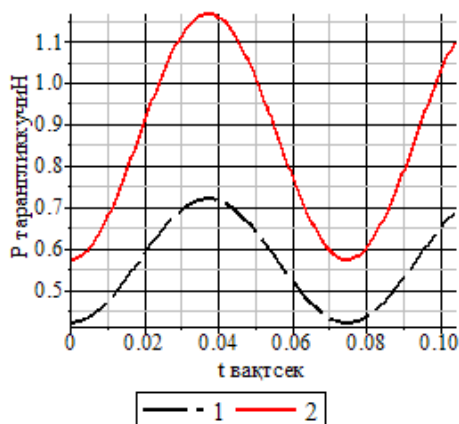
Нисбий узайиш;  $\varepsilon_1 = \frac{P_4}{A_1} = 0.0175$ ;  $\beta^2 = 0.5 \left( \frac{H}{\ell_1} \right)^2 = 0.02$ ;  $\eta_1 = 0.995$ ;  $\eta_2 = 0.962$ ;

**2-вариант.** Кўшилган иплар *OA* -участкада ҳаракатланаётган бўлсин. Жуфтланган ип учун  $T_1 = T_{III} = 25\text{текс}$  ва  $T_2 = T_{III} = 25\text{текс}$  бўлсин.

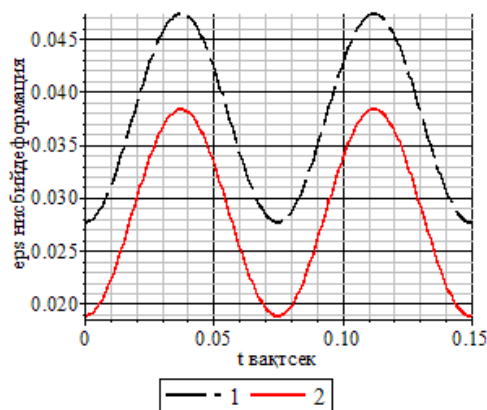
Бу ҳолда;  $\varepsilon_1 = \frac{P_4}{2A_1} = 0.0087$  тенг бўлади.

Ифода (4) ёрдамида, ипни таранглик кучини, нисбий деформацияларни вақт бўйича, ҳамда ғалтак-бобина ўқи йўналишидаги ўзгариши графиклари *MAPLE-17* дастурида олиниб 2-4 расмларда келтирилган.

Юқорида келтирилган 2 ва 3 – расмлардаги графиклардан кўриниб турибдики, ипларни цилиндрик формали бобинага ўраш жараёнида ипларнинг таранглик кучи ва нисбий бўйлама деформациялари гармоник ҳаракат қонунияти бўйича ўзгарар экан. Агар жараёнга кўзда тутилмаган бирор ташқи таъсир кўрсатилмаса, кўшиш ўраш жараёнининг стабиллигини белгиловчи юқорида таҳлил этилган параметрлар мазкур ўзгариш қонунияти бўйича мавжуд бўлади. Олинган математик модель ёрдамида ҳисоблаш натижасида, ўрама ўқи узунлиги бўйича, бир марта ўрамлар ҳосил қилишга кетган вақти  $t^* = 0.08$  секундга тенг экан. Бу вақт давомида ипнинг таранглик кучининг максимал ва минимал қийматлари мос равишда: якка ип учун  $t = 0.037$  секундда  $P_{\max} = 0.7196$  Н,  $t = 0$  да эса  $P_{\min} = 0.4207$  Н тенг экани маълум бўлди. Машинада жуфтланган иплар учун эса  $t = 0.037$  секундда  $P_{\max} = 1.1654$  Н,  $t = 0$  да эса  $P_{\min} = 0.5726$  Н тенг эканлиги аниқланди. Якка ва кўшилган ипларнинг минимал ва максимал қийматларини эътиборга, олиб тарангликка таъсир этувчи асосий технологик ёки конструктив параметрларни оптимал қийматларини танлаш имконияти бўлади.



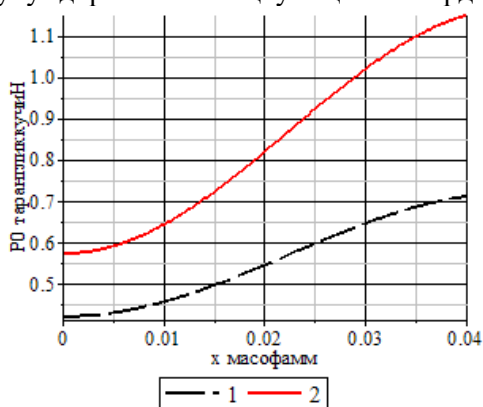
2-расм. Ипга таъсир этувчи бўйлама таранглик кучини вақт бўйича ўзгариши: 1-якка ип учун; 2-жуфтланган иплар учун



3-расм. Ипда ҳосил бўлувчи бўйлама нисбий деформацияни вақт бўйича ўзгариши қонуни: 1-якка ип учун; 2-жуфтланган иплар учун

Пишитилган ипларнинг сифат кўрсаткичларини шаклланишида уларнинг механик хоссаларини аҳамияти жуда юқори ҳисобланади. Ушбу ҳолатни инобатга олиб назарий жиҳатдан якка ва жуфтланган ипларда ўраш босқичида ҳосил бўлувчи бўйлама нисбий деформацияни вақт бўйича ўзгариш қонунлари тадқиқ этилди. Ҳосил қилинган моделлар ёрдамида ўрнатилган боғлиқлик графиклари, якка ва жуфтланган иплар учун 3-расмда кўрсатилган. Ипдаги жараён давомида ҳосил бўладиган максимал ва минимал бўйлама нисбий деформациялар якка ип учун  $t=0.037$  секундда  $\epsilon_{\max}=0.047$   $t=0$  да эса  $\epsilon_{\min}=0.0276$  тенг эканлигини кўриш мумкин. Ушбу нисбий бўйлама деформация жуфтланган иплар учун эса  $t=0.037$  с да  $\epsilon_{\max}=0.0383$ ,  $t=0$  да  $\epsilon_{\min}=0.0188$  га тенг бўлиши аниқланди.

Амалиётда аксарият ҳолатларда пишитилган ипларнинг сифатини таъминлаш ва жиҳоз иш унумдорлигини мақбул қийматларда бўлишига эришишда кўшиб ўраш машинасида ҳосил қилинаётган цилиндрик калаванинг геометрик ўлчамлари ҳам муҳим бошқариладиган параметр ҳисобланади. Лекин, иккинчи томондан ўрама геометрик ўлчамларини асослашда якка ҳамда жуфтланган ипларни таранглик ва нисбий деформация қийматларини ҳам эътиборга олиши зарурий шартлардан бири эканлиги сир эмас. Шунинг учун мазкур назарий тадқиқотда ўраманинг эни бўйича ипларни таранглик ва нисбий деформация қийматларини ўзгариши ўрганилди. Қуйида келтирилган 4-расмда якка ва жуфтланган ипларнинг кўндаланг кесимида ҳосил бўлувчи бўйлама таранглик кучини ўраманинг ўқи бўйлаб ўзгариш қонунлари келтирилган. График таҳлилидан кўринадики, иптахлагични бобина сирти бўйлаб ҳаракати давомида таранглик ва нисбий деформация қиймати гармоник қонуният асосида ўзгариб турар экан.



4-расм. Ип кўндаланг кесимида ҳосил бўлувчи бўйлама таранглик кучини бобинанинг ўқи бўйлаб ўзгариши: 1-якка ип учун; 2-жуфтланган иплар учун

Ип тахлагичнинг максимал амплитудасида таранглик ва деформация максимал қийматга эришса, ўраш бурчаги  $\alpha_6$  минималлашиб ип тахлагич марказга яқинлашиб бориши билан улар миқдори юқорида таъкидланган қонуният асосида камайиб боради.

**Хулосалар.** 1. Олинган математик моделлар ёрдамида  $P_{\min} \leq P_{\text{opt}} \leq P_{\max}$  ораликдаги ип таранглиги қийматини ҳисобга олиб, жиҳоз ишчи органларининг тегишли конструктив қийматларини, технологик параметрларини ва кинематик кўрсаткичларини танлаш имконияти яратилди.

2. Жуфтланган ипларни таранглиги ва нисбий деформациясини оптималлаштириш орқали цилиндрик ўрама зичлигини ва технологик жиҳознинг иш унумдорлигини ошириш мумкинлиги исботланди.

3. Қўшилган ипларни ўраш зонасидаги таранглигининг ўзгариш қонуниятини назарий тадқиқи натижасида уларнинг пишиқлиги билан фарқи етарли эканлиги, яъни бу зонадаги ипларни узилиш эҳтимоли жуда камлиги аниқланди.

## АДАБИЁТЛАР

- [1] Мигушов И. И. Механика текстильной нити и ткани. М.: Легкая индустрия, 1980.–160 с.  
 [2] Якубовский Ю. В., Живов В. С., Критский Я. И., Мигушов И. И. Основы механики нити. М.: Легкая индустрия, 1973.– 271 с.  
 [3] Зарецкас С. Г. Механические свойства нити при кручении. М.: Легкая индустрия, 1979. –184с.  
 [4] Каган В. М. Взаимодействие нити с рабочими органами текстильных машин. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984.  
 [5] Гинзбург Л. Н., Хавкин В. П., Винтер Ю. М., Молчанов А. С., Мовшович П. М. Динамика основных процессов прядения. Часть III. М.: Легкая индустрия, 1979. – 224 с.  
 [6] Абдувоҳидов М. Ип механикаси. ТТЕСИ, 2010. –193 б.

Наманган муҳандислик-технология институти

01.10.2020 й.  
қабул қилинган

**У.Х. Мелибоев, Д.Х. Парпиев. Теоретическое исследование механики нити в тростильных машинах**

*В статье исследуется механика пряжи на этапах ее подготовки от трощения до кручения и объединения отдельных праж в пары. Обосновано, что практическое изучение механики процесса наматывания трощенных нитей для кручения имеет большое значение для успешного управления процессом за счет выбора оптимальных величин основных технологических и конструктивных параметров технологического оборудования.*

**U.X. Meliboyev, D.X. Parpiyev. Theoretical study of yarn mechanics in doubling machines**

*This article examines the mechanics of yarns in the stages from the preparation of yarns for doubling to the twisting and doubling of individual yarns. In practice, the study of the mechanics of the winding process of doubling yarns for twisting is also of great theoretical and practical importance in the successful management of the process by selecting the optimal values of the main technological and design parameters of the process equipment.*

УДК 677.052

## Ф.Ф. ТУРАЕВ

### ИЗУЧЕНИЕ И АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПИТАЮЩЕГО СТОЛИКА ПРЯДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА КАЧЕСТВО ПРЯЖИ

Для выработки пряжи высокой прочности и равномерности среди прочих факторов необходимо обеспечить высокую равномерность подачи волокон в прядильный ротор что достигается новой конструкцией питающих столиков с упругой резиновой подушкой клиновидной формы под его рабочей поверхностью [1–10].

В статье исследовались влияние твёрдости резиновой подушки в конструкции питающего столика и нагрузки на столик на неровноту и прочность пряжи линейной плотности 50 текс пневмомеханического способа прядения. Экспериментальные исследования осуществлены в условиях производственной лаборатории кафедры «Технология шелка и прядения» на прядильной машине БД-330. Для решения задачи оптимизации проведен полный двухфакторный эксперимент ПФЭ-3<sup>2</sup>-9 опытов, т.е. полный перебор сочетаний всех уровней факторов, так как в текстильных исследованиях обычный перебор оказывается наиболее эффективным методом поиска оптимума [1]. При нагрузке на питающий столик 12.5–27.5 Н [2, 3] сила трения и скольжения для каждого отдельного волокна, определенная по предлагаемой нами упрощенной форме, соответственно составит от 3.8 до 8.5 Н, что практически на два порядка превышает прочность волокон (4.8–2.4 сН, соответственно, для отборного хлопка и хлопка V сорта). В табл. 1 приведены основные уровни и интервалы варьирования всех факторов в условном и натуральном выражениях.

Таблица 1

**Уровни варьирования факторов**

№	Факторы	Уровень			Интервал варьирования
		-1	0	+1	
1	Твердость упругой резиновой подушки X <sub>1</sub> , Н/м	2	4	6	2
2	Нагрузка на питающий столик X <sub>2</sub> , Н	24	26	28	2

Для выявления связи между критериями оптимизации и факторами по строены математические модели в виде полинома второго порядка вида

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^N b_i x_i + \sum_{ij}^N b_{ij} x_{ij} + \sum_{i=1}^N b_{ii} x_i^2, \quad (1)$$

где  $b_0, b_i, b_{ij}$  - оценки коэффициентов модели,  $N$  – число опытов,  $x_i, x_{ij}$  – факторы.

Параметрами оптимизации являются следующие:

$Y_1$ –квадратическая неровнота по сечению пряжи  $C_m, \%$ ;  $Y_2$ –удельная разрывная нагрузка пряжи  $P_0, \text{Сн/текс}$ ;  $Y_3$ –коэффициент вариации по разрывной нагрузке  $C_v, \%$ .

Расширенная матрица планирования и результаты эксперимента представлены в табл. 2.

Таблица 2

Расширенная матрица планирования и результаты эксперимента

№ опыта	Фактор					Параметры оптимизации		
	$x_1$	$x_2$	$x_1 \cdot x_2$	$x_1^2$	$x_2^2$	$Y_1$ –квадратическая неровнота по сечению пряжи $C_m, \%$	$Y_2$ –удельная разрывная нагрузка пряжи $P_0, \text{Сн/текс}$	$Y_3$ –коэффициент вариации по разрывной нагрузке $C_v, \%$
1	+	-	-	+	+	13.68	10.36	9.6
2	+	0	0	+	0	13.28	10.22	9.5
3	+	+	+	+	+	13.45	10.13	9.9
4	0	-	0	0	+	13.41	10.69	9.4
5	0	0	0	0	0	13.01	10.72	9.2
6	0	+	0	0	+	13.16	10.61	9.7
7	-	-	+	+	+	13.14	10.90	9.0
8	-	0	0	+	0	12.75	11.20	8.8
9	-	+	-	+	+	12.88	10.78	9.2

После оценки значимости коэффициентов уравнений и оценки адекватности уравнений полученные уравнения регрессии примут следующий вид:

для квадратической неровноты по сечению см, %:

$$Y_1 = 13.196 + 0.273x_1 - 0.123x_2 + 0.0075x_1x_2 + 0.0006x_1^2 + 0.09x_2^2; \quad (2)$$

для удельной разрывной нагрузки  $P_0, \text{Сн/текс}$ :

$$Y_2 = 10.62 - 0.362x_1 - 0.072x_2 - 0.075x_1x_2 - 0.0217x_1^2 - 0.0017x_2^2, \quad (3)$$

$$Y_3 = 9.37 + 0.333x_1 + 0.133x_2 + 0.025x_1x_2 - 0.0367x_1^2 + 0.097x_2^2. \quad (4)$$

Графическая интерпретация уравнения (1) показана на рис.1.

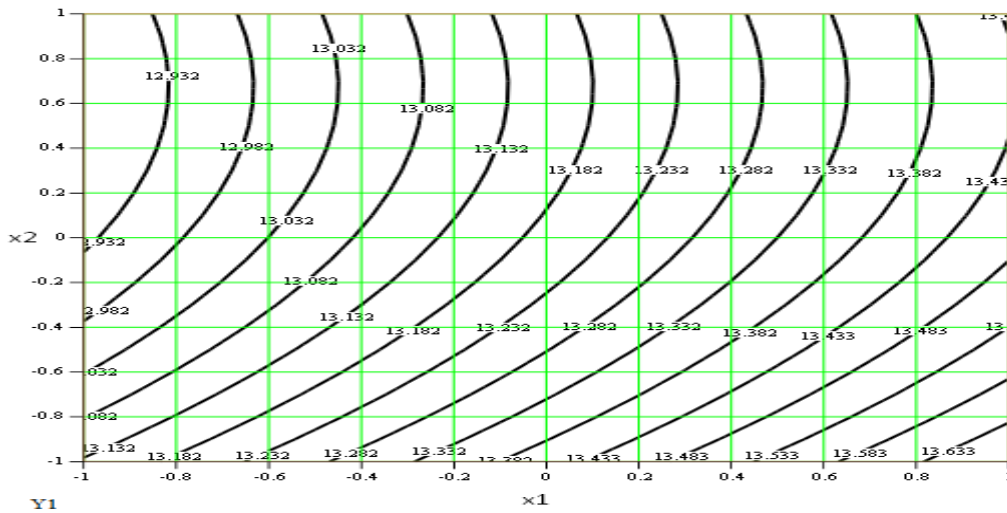


Рис. 1. График зависимости входных параметров питающего столика от квадрата неравномерности полученной пряжи вдоль сдвига

На основе анализа поверхности отклика построения для регрессионного уравнения (2) можно утверждать о возможности снижения внутренней неровноты пряжи с 13.68 до 12.75%, т.е. на 6.8% за счет снижения твердости упругого основания питающего столика и увеличения нагрузки на столик с 24 до 27 Н. Следует отметить, что как слишком малая, так и большая нагрузка приводят к повышению внутренней неровноты пряжи.

Как видно из уравнения (3) и его графической интерпретация (рис.2), удельная разрывная нагрузка пряжи линейно зависит от  $X_1$  и  $X_2$ . Установлена что удельная разрывная нагрузка пряжи возрастает с уменьшением твердости упругого основания питающего столика и с уменьшением нагрузки на столик. При этом коэффициент вариации по разрывной нагрузке снижается (рис. 3).

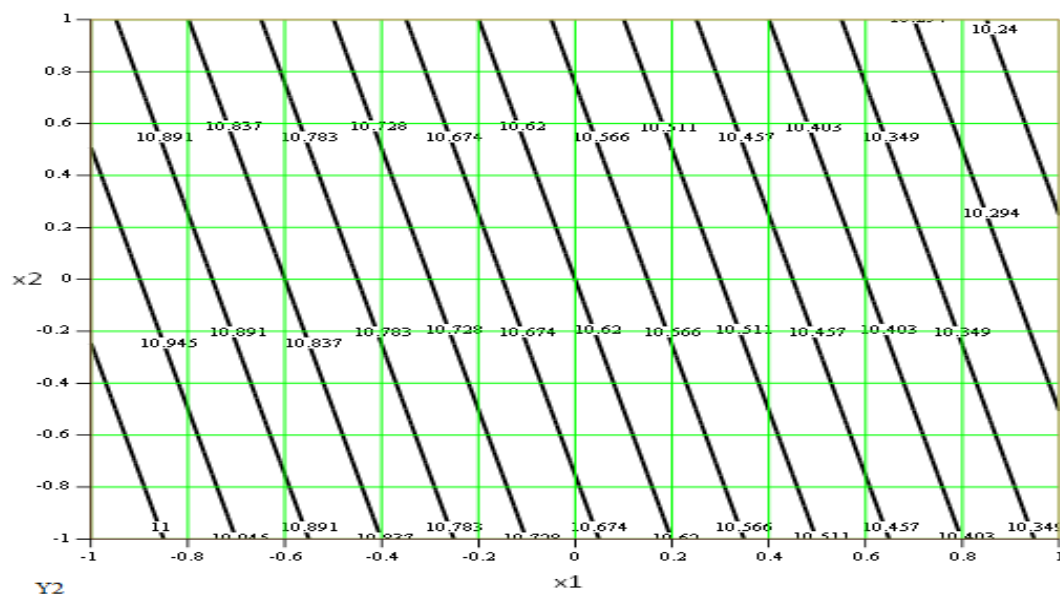


Рис. 2. График зависимости входных параметров питающего столика от относительного предела прочности полученной пряжи

В ходе экспериментальных исследований доказано, что наилучшей конструкцией питающего столика, обеспечивающей равномерное, устойчивое поступление волокнистого потока в зону дискретизации, является упругое основание, твердость которого достигает 2 Н/м.

При выборе величины нагрузки на столик новой конструкции установлено, что и малая, и слишком большая нагрузка ведут, к увеличению неровности пряжи по сечению и по прочности. Оптимальной для питающих столиков с упругими основанием является нагрузка в 26 Н.

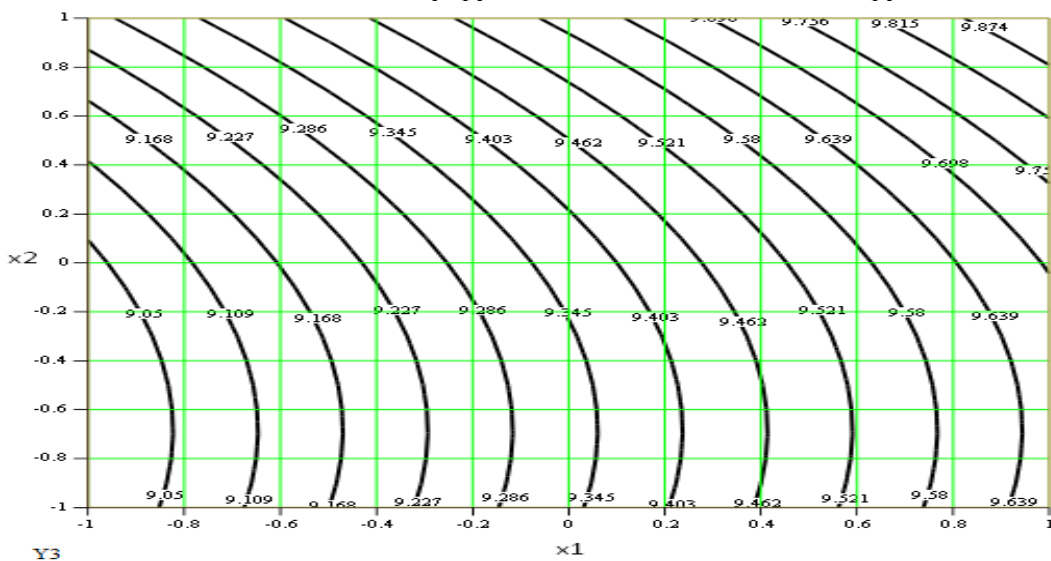


Рис.3. График зависимости входных параметров питающего столика от коэффициента вариации получаемой пряжи при разрывной нагрузке

При оптимальной твердости упругого основания 26 Н коэффициент использования прочности волокна увеличивается до КИН=0.424, удельная разрывная нагрузка – до 11.2 Сн/текс. При снижении коэффициента вариации по разрывной нагрузке до 8.8 % обрывность на прядильной машине снижается на 15–20 %.

**Выводы.** Устойчивое равномерное поступление волокнистого потока в зону дискретизации обуславливает выработку пряжи высокой чистоты, прочности и равномерности. Конструкция питающего столика с упругим основанием твердостью 2 Н/м под его рабочей поверхностью за счет деформирования необходимых зон рабочей поверхности при изменении плотности волокон в ленте приводит к выравниванию плотности волокнистого материала и повышению равномерности его подачи в ротор.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Варковецкий М. М. Оптимизация процессов хлопкопрядения. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 72 с.
- [2] Плеханов Ф. М. Технологические процессы пневмомеханического прядения. М.: Легпромбытиздат, 1986. – 334 с.
- [3] Плеханов Ф. М. и др. Пневмомеханическая прядильная машина БД-200. М.: Легкая индустрия, 1976. – 78 с.
- [4] Павлов Ю. В. и др. Теория процессов, технология и оборудование прядения хлопка и химических волокон. Иваново: Ивановская государственная текстильная академия, 2000.
- [5] Мирзаев О. А. Совершенствование конструкции и обоснование параметров высокоэффективных рабочих органов зоны дискретизации прядильных машин. // Дис.... канд. техн. наук. Ташкент, 2018.
- [6] Павлов Ю. М. и др. Теория процессов технологии и оборудования прядения хлопка и других химических волокон. Учебник. Иваново: ИГТА, 2000. – 392 с.
- [7] Безверетенное прядение Под. ред. Павлова Ю. В. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 294 с.
- [8] Джураев А. и др. Питающий столик прядильного устройства. Патент Рес. Уз. № FAP 00936, Бюлл. 2014. №8. 29.08.2014.
- [9] Джураев А., Тураев Ф. Ф. Разработка эффективной составной конструкции питающего столика зоны дискретизации прядильной машины // Развитие науки и технологий. Научно - технический журнал. 2019. №5. С. 7.
- [10] Тураев Ф. Ф. Разработка конструкции питающего столика зоны дискретизации прядильной машины // International scientific journal «Global science and innovations - 2020: Central Asia» Nur-sultan, Kazakhstan, 2020. P.159.

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности

Дата поступления  
14.09.2020

**Ф.Ф. Тўраев. Ипнинг сифатини оширишда пневмомеханик йигирув машинасидаги таъминловчи столча конструкциясини таҳлил натижаларини ўрганиш**

*Мақолада пневмомеханик йигирув машинасининг таъминлаш зонасида жойлашган янги конструкциядаги таъминловчи столча орқали олинган параметрларига боғлиқ ҳолда ўтказилган тажриба натижалари баён қилинган. Тажрибага мос регрессия тенгламалар олинган ва ипнинг сифат параметрларига боғлиқ ҳолда тегишли графиклар қурилган.*

**F.F. Turaev. Studying and analysis of the influence of the feeding table of the spinning machine on yarn quality**

*The article describes the results of experiments carried out in connection with the quality parameters of the yarn obtained through a supply table of a new design located in the supply zone of a pneumomechanical spinning machine. Experimental regression equations were obtained and appropriate graphs were constructed depending on the quality parameters of the yarn.*

УЎК 621.78

**Д.М. БЕРДИЕВ, Р.К. ТАШМАТОВ**

## **ПЎЛАТЛАРГА НОАНЪАНАВИЙ ТЕРМИК ИШЛОВ БЕРИШДА СТРУКТУРА ЎЗГАРИШИНИНГ ХУСУСИЯТЛАРИ**

Юқори ҳароратли термик ишлов беришда фазали ва юққа структуранинг ўзгаришини таъминлаш, пўлат ашёларнинг ишчи қисмларининг ейилишга бардошлилигини оширишга оид жаҳонда олиб борилган илмий-тадқиқотлар натижасида қатор илмий натижалар олинган: жумладан пўлатларни юқори ҳароратдаги қиздиришда фаза ўзгариши унинг хоссасига таъсир этиши билан аниқланган [1], ноанъанавий тартибда термик ишлов беришдаги фазали ўзгаришларнинг фундаментал қонуниятлари яратилган [2], пўлатларни қиздириш ҳароратининг дастлабки юққа структура ўзгаришига таъсири аниқланган [3], пўлатларнинг хоссасини ошириш бўйича ноанъанавий термик ишлов бериш усуллари тавсия этилган [4].

Дунё олимлари томонидан ейилишга бардошли бўлган пўлат ашёларни ишлаб чиқаришда ресурс ва энергиятежамкорликни таъминлаш, юқори ҳароратли термик ишлов беришда фазали ва юққа структуранинг ўзгаришини таъминлаш, пўлат ашёларнинг ейилишга бардошлилигини ошириш бўйича қийин эрийдиган легирловчи элементли қотишмалардан фойдаланиш, пўлат ашёларнинг ейилишга бардошлилигини ошириш натижасида иш унумдорлигини ошириш ва эҳтиёт қисмлар тайёрладиган металл сарфини камайтириш, деталларнинг хизмат муддатини ошириш технологияларини ишлаб чиқиш бўйича қатор тадқиқотлар олиб борилган.

Олиб борилган илмий-тадқиқотлар ва олинган натижаларга қарамай, пўлатларни қиздиришда  $\gamma$ – $\alpha$  фазали алмашилиш натижасида совутиш муҳити сифатида ҳаводан фойдаланилганда ва пўлатни юмшатиш жараёнидаги қиздириш вақтини, ҳарорат ва дислокация зичлигининг экстремал нуктасига қандай таъсири борлиги, экстремал ҳароратда қиздирилиб, сўнгра совутилиш натижасидаги дислокация зичлигининг ўсиши пўлатлар таркибидаги



элементлар миқдорига боғлиқлиги, пўлатларни одатда қабул қилинган қиздириш ва экстремал ҳароратда нормаллаб ва тоблашдан кейинги дислокация зичлиги орасидаги нисбий фарқини қанчалик даражадалиги, одатда қабул қилинган ҳарорат ( $A_{C_3} + 30 - 50$  °C) гача қиздириб қайта фазали кристалланиш натижасида фақат дастлабки юқори қиздириш ҳароратига боғлиқ ҳолда яна дислокация зичлигининг экстремум ўсишини ташкил этиш ҳодисалари бўйича етарлича аниқ тушунчалар мавжуд эмас [2], дастлабки юқори ҳароратда қиздирилган пўлатларни юпқа ва микроструктура ҳолатига қайта фазали кристалланишдаги қиздириш вақтининг таъсирлари етарлича ўрганилмаган [4]. Ушбу ишда  $\alpha - \gamma - \alpha$  алмашиниш механизми батафсил кўриб чиқилган ва юқори ҳароратда қиздирилганда экстремал ҳарорат мавжуд бўлиб, бунда қаттиқ эритма (аустенит)га қийин эрийдиган аралашма фазаларининг атомларига ўтади. Совутиш натижасида ( $\gamma - \alpha$  алмашинишда)  $\alpha -$  фаза дислокациянинг юқори даражадаги зичлиги ҳосил бўлади. Такрорий фазали қайта кристалланишда мазкур дислокация қисман сақланади. Бироқ, ноанъанавий термик ишлов бериш технологияларининг турли тартибларини қўллаш учун назарий далиллар етарли бўлмаганлиги учун [5], яъни: пўлатларга термик ишлов беришда бўшатиш, ҳавода ва сув ҳамда мойда совутиш муҳитида совутилганда  $\gamma - \alpha$  алмашинув учун қиздириш вақтини экстремал ҳароратга ва дислокация зичлигини қийматига қандай таъсир кўрсатиши тўлиқ ўрганилди.

**Тадқиқот ва синовларни ўтказиш усуллари.** Тадқиқот объекти бўлиб, саноатда қуйма ҳолатда олинган 35, 45, 40X, 65Г, У8, У12А, 9ХС, ШХ15, 30ХГТ маркали пўлат намуналари ҳисобланади. Асосий фойдаланувчи объект сифатида 45 ва 40X маркали пўлатлар танлаб олинган, қолган пўлатлар тадқиқотнинг қайсидир муаммоларини ечишда фойдаланилган. Эталон материал сифатида юқори тозаликдаги темир ва армо-темир намунасида фойдаланилди. Тадқиқот ўтказилаётган асосий пўлатларнинг кимёвий таркиби 1-жадвалда келтирилган.

1-жадвал

Тадқиқот ўтказилаётган асосий пўлатларнинг кимёвий таркиби

№	Пўлат маркалари	Элементлар миқдори, % ҳисобида.					
		C	Mn	Si	S	P	Cr
1.	Армо-Fe	0.04	0.04	0.03	0.02	0.015	-
2.	45	0.42	0.65	0.26	0.02	0.02	-
3.	40X	0.41	0.74	0.35	0.025	0.022	0.92

Тадқиқотларнинг вазифаларига боғлиқ равишда намуналарни ўлчамлари  $45 \times 35 \times 10$  ва  $20 \times 20 \times 10$  мм ўлчамли пластинка шаклида тайёрлаб олинди. Намуналарга турли ҳароратларда қиздириш йўли билан термик ишлов берилди, намуналарни қиздиришда дастлабки ҳарорат ҳар бир пўлат учун  $A_{C_3} + 30 \pm 50$  °C ҳисобидан тан олинди, сўнг 1000, 1100, 1150 ва 1200 °C ҳароратлари танланиб олинди. Мазкур ҳароратларда ушлаб туриш вақти турлича бўлди: - 5 минут, 20 минут, 2 соат ва 5 соат. Қиздиришдаги ушлаб туриш вақтига кўра, бу жараён тузли ваннада ёки печда ўтказилди. Шундай қилиб, пўлатларнинг термик ўтмиши яратилди. Такрорий фазали қайта кристалланиш доимий ҳар бир пўлат учун  $A_{C_3} + 30 - 50$  °C гача қиздириш орқали амалга оширилди.

Пўлат намуналарни қиздириш учун SNOL-1,6.2,5.1/9-12 камерали электр печи ва С-35 электродли тузли ванналардан фойдаланилди. Металлографик таҳлил МИМ-8М русумли микроскопларда  $\times 100$  дан 1000 гача катталаштирилиб ўрганилди [6].

Рентгенструктурали таҳлил ДРОН-2,0 қурилмада ўтказилди. Пўлатнинг юпқа ҳолатдаги структурасидан (дислокация зичлиги) қолдиқ аустенит миқдори, панжара даври, тобланган пўлат фазаларидаги углерод миқдори аниқланди [7].

Совутишда пўлат структурасининг шаклланишини аниқлаш турли ҳароратда қиздирилгандан кейинги турлича совутишда – печда (юмшатиш), ҳавода (нормаллаштириш), сувда ёки мойда (тоблаш) пўлатларнинг микро ва юпқа структураси ўрганилди.

**Тадқиқот натижалари.** Қиздириш ҳароратининг ошиши билан аустенит донининг маълум бўлган ўсиши кузатилади. Бироқ ҳар қандай ҳолда аустенитланиш вақти 20 минутда 1100 °C экстремал ҳарорат кузатилади, совугандан сўнг дислокация зичлигининг максимал даражаси қайд этилади (2-жадвал).

Йирик ҳажмли деталларни нормаллаштириш учун қиздириш жараёнида аустенит ҳолатида ушлаб туриш вақти соатлар билан ўлчанади. Бундай ҳолатда юпқа пўлатнинг ҳолатига экстремал ҳарорат таъсирининг самараси маълум эмас. Тадқиқотдан маълум бўладики, пўлатни қиздиришдаги ушлаб туриш вақтини узайтириш билан  $\gamma - \alpha$  алмашинишдан сўнг  $\alpha$ -фаза

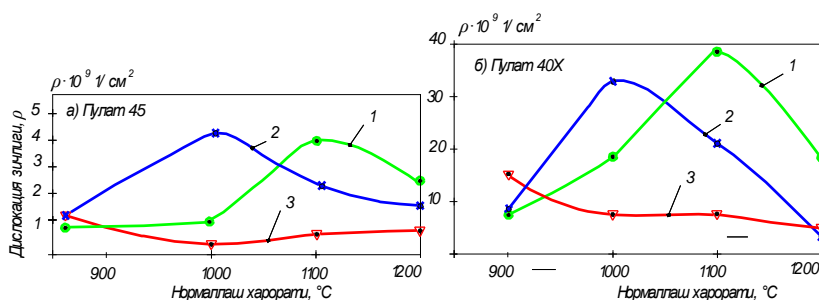
дислокация зичлиги пасаяди, максимум ошиш қиздиришнинг анча паст ҳароратларига сурилади (1-расм).

2-жадвал

Турли ҳароратда нормаллаштирилгандан кейинги пўлатнинг дислокация зичлиги (аустенитлаш 20 минут)

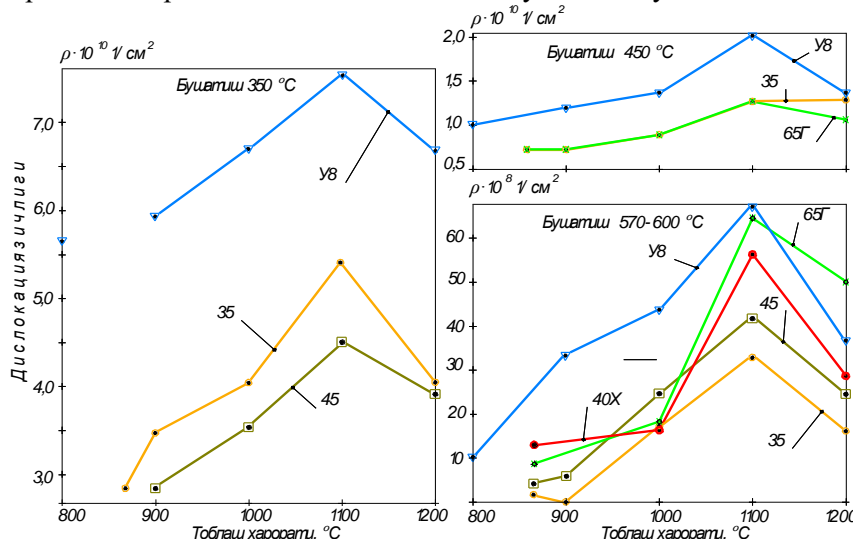
Нормаллаш ҳарорати, °C	Пўлат маркалари							
	Армка - Fe		Пўлат 35		Пўлат 45		Пўлат 40X	
	$\rho \cdot 10^9 \text{ 1/cm}^2$	$\rho/\rho_{930}$	$\rho \cdot 10^9 \text{ 1/cm}^2$	$\rho/\rho_{850}$	$\rho \cdot 10^9 \text{ 1/cm}^2$	$\rho/\rho_{850}$	$\rho \cdot 10^{10} \text{ 1/cm}^2$	$\rho/\rho_{870}$
850	-	-	-	-	1.0	-	1.13	-
930	0.37	-	0.51	-	-	-	1.13	1.0
1000	0.88	2.38	1.76	3.45	1.73	1.73	2.31	2.0
1100	1.40	3.78	5.85	11.4	4.5	4.5	4.54	4.0
1200	0.73	1.97	3.46	6.78	2.99	2.99	1.26	1.08

Эслатма:  $\rho/\rho_{эм}$  – нисбати, бу – жорий ҳароратдаги дислокация зичлигининг биринчи эталон сифатидаги ҳарорат  $\rho/\rho_{эм}$  га нисбати.  $\rho$  нинг нисбатан ўсиши катта, лекин мутлоқ фарқи катта эмас.



1-расм. Нормалланган пўлатларнинг дислокация зичлигига қиздириш ҳарорати ва ушлаб туриш вақтининг таъсири. Пўлатларни қиздириш вақти: 1 – 20 дақиқа; 2 – 2 соат; 3 – 5 соат

Пўлатнинг тобланган намунаси структура ўлчамларини тадқиқ этишнинг энг қулай объекти ҳисобланади, сабаби пўлатларнинг асосий структураси мартенсит ва маълум миқдорда қолдиқ аустенитдир. Қиздиришнинг экстремал ҳароратида тобланган пўлатларда дислокация зичлиги даражаси одатда қабул қилинган ҳароратдагига нисбатан алоҳида аҳамиятга эгадир. Углерод кам бўлганда бу фарқ катта бўлади. Масалан, армко-темирда 288%. Пўлат намуналари 35, 45, 40X, 65Г, У8 ва У12А га мос равишда, 37, 37, 69, 28, 28, ва 21% зичлик даражасига тенг бўлади. Хром билан легирланган пўлатларда дислокация зичлигининг ошиши юқори бўлади: ШХ15 – 39%, 40X – 60%, 9ХС – 69% [8]. Шунинг учун экстремал ҳолатни тоблаш муҳитида ва паст ҳароратда бўшатишда атом углеродларининг фазалар орасида қайта тақсимланиши кузатилади. Углерод атомлари дислокацияга ва қолдиқ аустенитга ўтади.



2-расм. Турли пўлатларнинг дислокация зичлигига тоблаш ва бўшатиш ҳароратининг таъсири

Бўшатиш ҳароратини ошириш билан дислокация зичлиги қийматларининг ўзгариши асосий қизиқишни ҳосил қилади. 200 °C ҳароратдан юқори термик ишлов беришда дислокация зичлигининг кескин умумий пасайиши кузатилади, лекин 1100 °C экстремал ҳароратда тоблашда бундай пасайиш нисбатан анча кам бўлади (2-расм).

Кўрсатилган пўлатларда экстремал ва доимий ҳароратда термик тобланиб, турли ҳароратда (200 дан 600°C) бўшатишда, бўшатиш ҳарорати қанчалик юқори бўлса, дислокациянинг зичлик даражаси фарқи шунчалик катта бўлди. Совутиб тоблашдан сўнг турли ҳароратда қиздиришда ушлаб туриш вақтини дислокациянинг зичлик даражасига таъсирини 3-расмда келтирилган тажриба натижалари асосида баҳолаш мумкин.

Ушлаб туриш вақтининг узайиши билан дислокация зичлигининг ошиши ўхшаш ҳолатда, яъни нормаллаштиришда қандай бўлса шундай ҳолат қайтарилди. Ўхшаш натижалар 40X маркали пўлатни тадқиқ қилишдаги натижаларда ҳам олинди.

**Хулоса.** Экстремал ҳароратгача қиздириб пўлатларга термик ишлов беришда (тоблаш, нормаллаш)  $\alpha$ -фазадаги кристаллсимон тузилишдаги дислокация зичлигининг ўсиши термик ишлов беришнинг одатдаги ( $Ac_3$  ёки  $Ac_1 + 30-50^\circ C$ ) ҳароратида қиздириш билан таққосланган, пўлат таркибидаги углерод ва легирловчи элементлар миқдорига қараб ўзгариши ҳамда экстремал ҳароратгача қиздирилиб ва совутилган пўлатлардаги дислокация зичлик даражасининг ошиши мозаика блокларининг парчаланиши ва  $\alpha$ -фазадаги кристаллсимон панжара микроўзгаришининг ошишига қараб ўсиши аниқланди.

Пўлатларни экстремал ҳароратгача қиздириб, нормаллашдан ва тоблашдан ( $\gamma - \alpha$  алмашишдан кейин) ҳосил қилинган дислокация зичлигининг термик барқарорлигини таъминлаш усули ишлаб чиқилди ҳамда икки марта фазали қайта кристалланишда (биринчиси – юқори экстремал ҳароратда, иккинчиси – қиздиришнинг одатдаги қабул қилинган ҳароратида) юқори даражадаги дислокация зичлигини шакллантириши жараёни аниқланди.

Термик ишлов беришдаги аустенит донасининг ўлчамига дастлабки нормаллаштириш ёки тоблаш ҳарорати ҳамда оралиқ бўшатиш ҳароратининг таъсир қилиши кузатилди ва экстремал ҳароратда тоблаш ҳамда икки марта фазали қайта кристалланиш усули билан ейилишга бардошлиликни таъминлайдиган ноанъанавий термик ишлов бериш усули ишлаб чиқилди.

#### АДАБИЁТЛАР

- [1] Подрезов Н.Н., Подрезова И.С. Влияние структурной наследственности на прочность реакторной Cr-Ni-Mo-V стали // Глобальная ядерная безопасность. Волгоград, 2017. №4. С. 91–96.
- [2] Югай С.С., Клейнер Л.М., Шоцев А.А., Митрохович И.Н. Структурная наследственность в низкоуглеродистых мартенситных сталях // Металловедение и термическая обработка металлов. М.: 2014. №12. С. 24–29.
- [3] Sagaradze V.V., Zuev Yu.N., Bondarchuk S.V., Svyatov J.L., Shestakov A.E., Pecherikina N.L., Kabanova J.G., Klyukinova M.F. Structural heredity in the U – 6 Nb Alloy and Conditions for its Elimination // The Physics of Materials and Metallography, Vol. 114. 2013. №4. P. 299–307.
- [4] Yugai S.S., Kleiner L.M., Shatsov A.A. and Mitrokhovich N.N. Structural heredity in low-carbon martensitic steels // Metall Sciens and teat treatment. Vol. 46. 2004. № 11–12. P. 539–542.
- [5] Dyuchenko S.S. Heredity in phase transformation: mechanism of the phenomenon and effect on the properties // Metall Science and heat treatment. Vol. 42. 2000. № 3–4. P. 122–126.
- [6] Батаев В.А., Батаев А.А., Алхимов А.П. Методы структурного анализа материалов и контроля качества деталей - М.: Наука, 2007. – 224 с.
- [7] Горелик С.С., Скаков Ю.А., Расторгуев Л.Н. Рентгенографический и электронно-оптический анализ. М.: МИСИС, 1994. – 328 с.
- [8] Berdiev D.M., Yusupov A.A. Improving wear resistance of steel products to unconventional heat treatment methods // International Journal of Scientific & Technology Research. Vol. 9. 2020. Issue 02. P. 2504–2509.

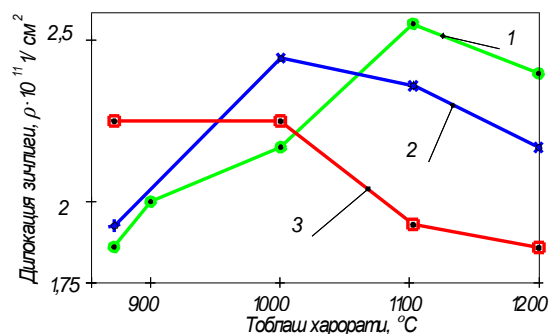
Ислон Каримов номидаги Тошкент давлат техника университети

25.02.2020 й.

қабул қилинган

**Д.М. Бердиев, Р.К. Ташматов. Особенности структурных превращений нетрадиционной термической обработки стали**

*В статье рассмотрены результаты термической обработки конструкционной стали с нагревом до экстремальной температуры (при закалке или нормализации). Проведено сопоставление роста плотности дислокаций в кристаллическом строении  $\alpha$ -фазы с нагревом до стандартной температуры ( $Ac_3 + 30 \div 50^\circ C$ ). Определено ее изменение в зависимости от количества углерода и легирующих элементов в составе стали.*



3-расм. Тобланган 45 маркали пўлатнинг дислокация зичлигига ҳарорат ва киздириш вақтининг таъсири. 200  $^\circ C$  бўшатишда. Пўлатларни киздириш вақти: 1 – 20 дақиқа; 2 – 2 соат; 3 – 5 соат

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ПРОЛЕТНЫХ СТРОЕНИЙ (ПО ПРОГИБУ) ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

При оценке грузоподъемности и прогнозировании остаточного ресурса железобетонных пролетных строений необходимо учитывать остаточные прогибы (провисания) и этот фактор во многих случаях может быть определяющим. Прогнозирование остаточного ресурса железобетонных пролетных строений по прогибу становится актуальным в связи с имеющимися многочисленными провисаниями балок, особенно консольных плит, в процессе эксплуатации [1].

Провисание – появление недопустимых прогибов в изгибаемых конструкциях происходит из-за деградации структуры бетона в сжатой зоне, вследствие чего развиваются чрезмерные деформации ползучести. Кроме того, развитие процесса коррозии в растянутой арматуре также способствует увеличению трещин и уменьшению жесткости сечения в целом [2].

В настоящее время учет всех отмеченных выше факторов в полной мере не представляется возможным, в связи с чем прогнозирование остаточного ресурса выполняется в следующей последовательности:

1. В процессе технического обследования определяется величина остаточного прогиба (провисания) в изгибаемых элементах пролетного строения.

2. Устанавливаются основные причины появления недопустимых прогибов:

- непрерывное увеличение постоянных нагрузок на элементы пролетного строения в процессе эксплуатации;

- развитие коррозии в арматуре, развитие силовых трещин;

- снижение прочности бетона в результате солевой коррозии;

- увеличение осевых нагрузок от обрабатываемых временных нагрузок.

3. Вычисляется величина прогиба изгибаемого элемента с учетом установленных повреждений с момента технической диагностики.

4. За остаточный ресурс принимается интервал с момента проведения обследования до времени  $T_{exp}$ , когда наступит предельное состояние II группы (рисунок).

Прогнозирование остаточного ресурса по критерию достижения предельных прогибов:  $T_{exp}$  – время от начала эксплуатации до момента обследования;  $T_{res}$  – полный ресурс;  $\Delta T_{res}$  – остаточный ресурс

определению грузоподъемности мостов рекомендации по учету влияния накопленного прогиба (провисания) к моменту технической диагностики пролетных строений на грузоподъемность отсутствуют.

Как показано в работах [2–4], накопление значительных остаточных прогибов может служить одним из признаков снижения грузоподъемности пролетных строений.

Меру повреждения по прогибу принимаем в виде

$$\psi = \frac{f_N - f_0}{f_{cr} - f_0}, \quad (1)$$

где  $f_N$  – значение прогиба в момент технической диагностики;  $f_0$  – значение прогиба в начале эксплуатации;  $f_{cr}$  – предельное значение прогиба при достижении второго предельного состояния.

Для (1) выполняется следующее условие:

$$\begin{aligned} f &= f_0; \psi = 0 \quad \text{при } t = 0, \\ f &= \psi a; \psi = 1 \quad \text{при } t = T_{res}. \end{aligned}$$

Из (1) имеем:

$$\psi = f_N \alpha (1 - f_0), \quad (2)$$

$$\alpha = \frac{1}{f_{cr} - f_0}. \quad (3)$$

Подставив (3) в (2), получим

$$\psi = f_{cr} \frac{\alpha (1 - f_0) N}{\alpha_f + N}. \quad (4)$$

Дифференциальное уравнение для меры накопления прогиба имеет вид

$$\frac{d\psi}{dN} = f_{cr} \alpha (1 - f_0) \frac{\alpha_f + N - N}{(\alpha_f + N)^2} = \frac{f_{cr} \alpha \cdot \alpha_f \cdot (1 - f_0)}{(\alpha_f + N)^2} \quad (5)$$

или

$$\int_0^\psi d\psi = f_{cr} \alpha \cdot \alpha_f \cdot (1 - f_0) \int_1^N \frac{dN}{(\alpha_f + N)^2}. \quad (6)$$

Количество циклов нагружения до наступления предельного прогиба определяется при  $\psi=1$ :

$$\int_0^1 d\psi = f_{cr} \alpha (1 - f_0) \int_1^{N_{cr}} \frac{N}{\alpha_f + N} dN. \quad (7)$$

Интегрирование дает:

$$1 = f_{cr} \alpha \cdot \alpha_f (1 - f_0) \cdot \left( \frac{1}{\alpha_f + N_{cr}} \right) \alpha_f + N_{cr} = f_{cr} (f_0 - 1) \alpha \cdot \alpha_f. \quad (8)$$

Отсюда

$$N_{cr} = \alpha_f (f_{cr} (f_0 - 1) - 1). \quad (9)$$

Накопленная мера повреждения  $\psi_{N_{cr}}$  к моменту приложения циклов нагружения  $N$  определяется интегрированием уравнения (6)

$$\int_0^\psi d\psi = f_{cr} \alpha (1 - f_0) \int_1^{N_1} \frac{N}{\alpha_f + N} dN. \quad (10)$$

Накапливаемое значение меры повреждения с момента технической диагностики до наступления предельного состояния по прогибу определяется уравнением [3]

$$\int_{\psi_1}^1 d\psi = f_{cr} \alpha (1 - f_0) \int_{N_1}^{N_{cr}} \frac{N}{\alpha_f + N} dN. \quad (11)$$

Решение (11) дает

$$(\alpha_f + N_1)(\psi_1 - 1) = f_{cr} \alpha \cdot \alpha_f (1 - f_0), \quad N_1 = \frac{f_{cr} \alpha \alpha_f (1 - f_0)}{\psi_1 - 1} - \alpha_f. \quad (12)$$

Отсюда

$$N_{cr} - N_1 = \Delta N_{res} = \alpha_f (f_{cr} \alpha (f_0 - 1) - \frac{f_{cr} \alpha (1 - f_0)}{\psi_1 - 1}) = \frac{f_{cr} \alpha \cdot \alpha_f (f_0 - 1) \cdot \psi_1}{\psi_1 - 1}, \quad (13)$$

где  $\Delta N_{res}$  – количество циклов нагружения с момента технической диагностики до наступления предельного состояния.

Переход на шкалу времени можно выполнить используя зависимость [4]:

$$\frac{\Delta N_{res}}{\Delta N_{(q)}} = \frac{\Delta T_{res}}{\Delta T_{(q)}}, \quad (14)$$

где  $\Delta N_{(q)}$  – базовое количество циклов до наступления предельного прогиба;  $\Delta T_{(q)}$  – базовый срок службы, определяемый с момента технической диагностики по формуле

$$\Delta T_{res} = \Delta T_{(q)} \frac{\Delta N_{res}}{\Delta N_{(q)}}. \quad (15)$$

Предложены зависимости по прогнозированию остаточного ресурса пролетных строений по результатам определения прогибов (провисаний), накопленных к моменту технической диагностики.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Васильев А. И. Вероятностная оценка остаточного ресурса физического срока службы железобетонных мостов // Проблемы нормирования и исследования потребительских свойств мостов. Сб. науч. тр. ЦНИИС. Вып.208. М.: 2002. С.101 - 121.
- [2] Иосилевский Л. И., Щербачев Е. Н., Мамажанов Р. К. Прогнозирование остаточного ресурса элементов, подверженных режимным нагрузениям // Доклады АНРУз. Ташкент: Фан, 1988. №13. С. 7 – 9.
- [3] Мамажанов Р. К., Ахмедов Ч. М. Повреждения железобетонных сооружений и прогнозирование их остаточного ресурса // Транспорт: наука, техника, управление / ВИНТИ. 2002. № 10. С. 38 – 40.
- [4] Мамажанов Р. Прогнозирование процессов накопления повреждений в элементах, подверженных режимным нагрузениям // Изв. АН УзССР. Серия технических наук. 1989. № 2. С.22 – 25.

Ташкентский государственный транспортный университет

Дата поступления  
20.06.2020

***Н.З. Саатова. Темирбетон оралиқ қурилма қолдиқ ресурсини (салқилик бүйича) техник диагностика натижалари бүйича прогнозлаш***

*Мақолада оралиқ қурилма элементларининг (салқилик бүйича) қолдиқ ресурси ва юк кўтарувчанлик қобилияти пасайишининг бош омилли қолдиқ эгилишлар (салқилик)ларнинг тўпланиши эканлиги асослаб берилган. Рухсат этилмаган салқилик ривожланишининг асосий сабаби қатнов қисмининг доимий асфальтбетон қоплама билан қопланиши ва бетон, арматуранинг туз коррозияси эканлиги кўрсатилган.*

***N.Z. Saatova. Forecasting residual resource of reinforced concrete span structures (deflection) by the results of technical diagnostics***

*The article argues that the main factor in the decrease in the residual resource and load-bearing capacity of the intermediate device elements (in terms of cooling) is the accumulation of residual bends (coldness). It has been shown that the main reason for the development of unauthorized slope is the permanent asphalt-concrete coating of the carriageway and salt corrosion of concrete, reinforcement.*

УДК 621.002

**Н.А. МАХМУДОВА**

### **ОСОБЕННОСТИ ШТАМПОВКИ НА МОЛОТАХ ТРУДНОДЕФОРМИРУЕМЫХ СТАЛЕЙ И СПЛАВОВ**

Характерным отличием жаропрочных сталей сплавов от других легированных сталей является более высокая температура начала рекристаллизации и меньшая ее скорость. Поэтому при штамповке поковок из труднодеформируемых жаропрочных сплавов (ЭИ437БУ, ЭИ 617 и др.) не всегда процесс рекристаллизации завершается по всему сечению паковки, т.е. имеет место неполная горячая деформация. Таким образом, процесс рекристаллизации является одним из факторов, определяющих условия деформации и режимы термической обработки поковок.

Технология штамповки и термической обработки жаропрочных и жаростойких сталей и сплавов должна способствовать завершению процесса рекристаллизации во избежание получения разнотекстурной структуры. Чтобы исключить возможность образования разнотекстурной структуры, штамповку нужно вести при степенях деформации выше критических, учитывая при этом, что при высоких степенях деформации и низких температурах штамповки возможно образование наклепа. Степень деформации при штамповке за один нагрев не должна быть менее 15–20%.

Следует стремиться к тому, чтобы штамповку за один нагрев производить за минимальное количество ударов.

Труднодеформируемые жаропрочные сплавы обладают высоким сопротивлением деформированию, поэтому при штамповке происходит разогрев металла, что может привести к местному перегреву и нарушению его сплошности. Интенсивность перегрева увеличивается с повышением скорости и степени деформации. Для уменьшения перепада температур штампа и нагретой заготовки штамповку следует осуществлять в подогретых до температуры  $\geq 250-300^\circ\text{C}$  штампах.

Нагрев штампов позволяет также уменьшить подсуживание поверхности поковок и, тем самым, снизить брак деталей по разнородности и низким механическим свойствам.

Жаропрочные стали и сплавы при горячей пластической деформации (при температуре 1000°C) имеют сопротивление деформированию в два – пять раз выше, чем легированные конструкционные стали [1]. Поэтому для штамповки поковок из этих материалов требуется более мощное оборудование, чем для штамповки поковок из обычных конструкционных углеродистых и легированных сталей. Высокая прочность жаропрочных и жаростойких сплавов и сталей приводит при штамповке поковок к более интенсивному износу штампов.

При штамповке поковок из титановых сплавов основными параметрами, определяющими структуру и механические свойства металла поковок, являются температура и степень деформации. Термическая обработка поковок из титановых сплавов в отличие от обработки поковок из сталей не оказывает решающего влияния на структуру и механические свойства. Поэтому для получения поковок из титановых сплавов с комплексом высоких механических свойств особенно важное значение имеет термический и деформационный режимы штамповки при последнем переходе, когда окончательно формируется структура металла поковок. В работе [2] показано, что для достижения высоких прочностных и пластических свойств поковок из титановых сплавов необходимо, чтобы температура при штамповке не превышала температуру фазового превращения, а деформация заготовки по всему объему была не менее 30%. Низкая теплопроводность титановых сплавов и сравнительно высокий коэффициент трения между металлом и стенками ручья штампа приводит к образованию зон интенсивного течения металла и зон затрудненной деформации, а также к неоднородности и разнородности металла в объеме штампуемой заготовки.

Отрицательное влияние на снижение неоднородности и разнородности металла поковок оказывает повышение температуры заготовки, вызываемое тепловым эффектом работы пластической деформации. Особенно заметно это проявляется при штамповке поковок сложной конфигурации. Так, при штамповке на молоте поковок из титановых сплавов, имеющих двутавровое поперечное сечение, температура в зоне полотна в результате теплового эффекта деформации более чем на 100°C выше температуры металла в зонах полков. В зонах затрудненной деформации образуется крупнозернистая структура с пониженной пластичностью и выносливостью и механические свойства поковок имеют большой разброс [2].

Перегрев отдельных объемов металла заготовки при штамповке на паровоздушных и высокоскоростных молотах, вызываемый тепловым эффектом, можно значительно уменьшить или полностью исключить, если штамповку осуществлять при пониженных температурах. Однако это приводит к резкому увеличению сопротивления деформации, повышенному износу ручья штампа и необходимости применения более мощного штамповочного оборудования. Перегрев металла заготовки в отдельных зонах при штамповке на молотах можно также уменьшить за счет деформирования ее легкими ударами, но при этом вследствие контакта заготовки с относительно холодным штампом она будет быстро остывать, что потребует применения дополнительных подогревов и увеличения длительности пребывания заготовки в печи. Это приведет к образованию альфированного слоя на поверхности поковки, понижающего пластичность металла и длительную прочность детали, и к снижению производительности труда.

При штамповке на молотах титановых сплавов во многих случаях рекристаллизация не успевает завершиться. В случае динамического деформирования под молотом пластичность титановых сплавов понижается по сравнению со статическим деформированием на 10–20%. При изготовлении сложных по конфигурации поковок на молотах металл может переходить в хрупкое состояние и с понижением его пластичности ручья штампов заполняются не полностью.

Значительное по сравнению со штамповкой на молотах уменьшение скорости деформации, сопротивления деформированию и теплового эффекта, а также увеличение степени деформации достигается при штамповке на кривошипных, фрикционных и гидравлических прессах. Перевод при штамповке поковок из титановых сплавов с молотов на прессы позволяет получить более качественные и с более высокими механическими свойствами поковки.

В отличие от углеродистых сталей при штамповке поковок из титановых сплавов, обладающих повышенным сопротивлением деформированию, значительным трением между металлом и стенками штампа и более интенсивным охлаждением контактных слоев заготовки, заполнение глубоких и узких полостей штампа происходит значительно труднее. Для уменьшения контактного трения, повышения стойкости штампов, снижения усилия деформирования и улучшения тече-

ния металла и четкого заполнения полости штампа следует увеличивать штамповочные уклоны и радиусы закруглений и применять защитно-смазочные покрытия и подогрев штампов. Температура нагрева штампов должна быть тем выше, чем ниже скорость деформирования. При штамповке титановых сплавов на молотах штампы подогревают до 250–300°C, а при штамповке на прессах – до 300–450°C [3]. Кроме вышеизложенного, применение смазки на основе стекла в виде стеклянной суспензии, наносимой на заготовку перед ее нагревом, защищает поверхность металла от окисления, а подогрев штампов уменьшает усилие деформирования, способствует лучшему заполнению полости штампа и позволяет получить при штамповке более равномерную деформацию и структуру [4].

Отличительной особенностью штамповки титановых сплавов от штамповки других металлов является «схватывание» титановых сплавов с поверхностью ручья штампа, которое выражается в том, что поковки особенно сложной конфигурации с высокими ребрами и выступами после штамповки привариваются к стенкам ручья штампа и с трудом извлекаются из полости штампа. Причиной «сваривания» титановых сплавов с металлом штампа служит высокая химическая активность титана, раскисляющего окисные пленки при контактировании сплавов с поверхностью штампа в процессе его деформации. При правильном конструировании элементов горячештамповочных поковок, а также обоснованном выборе режимов формообразования на каждом переходе и применении эффективных смазок можно предотвратить «схватывание».

Штамповку поковок круглых в плане и несложной конфигурации с вытянутой осью производят в одноручьевых штампах за два – пять ударов молота, когда для формообразования не требуется значительного перемещения металла. Штамповку надо начинать легкими ударами, постепенно усиливая их. С момента образования облоя в связи с более благоприятной схемой напряженного состояния заготовку можно деформировать с большими степенями. При штамповке поковок с вытянутой осью в многоручьевых штампах для предварительного распределения металла можно применять протяжные, формовочные, гибочные и подкатанные ручьи. Однако штамповку в многоручьевых штампах нельзя признать целесообразной вследствие быстрого остывания титановых сплавов. Оно сильно затрудняет штамповку, особенно поковок с тонкими ребрами и полотнонами, так как требуются дополнительные многократные подогревы, что, в свою очередь, приводит к неравномерному росту зерна и образованию крупнозернистой структуры в зонах поковки, где мала деформация.

В отличие от штамповки сталей штамповка титановых сплавов характеризуется более узким температурным интервалом деформирования, в большинстве случаев не превышающим 150–170°C. Температурный интервал штамповки определяется, исходя из условий снижения опасности образования крупнокристаллической структуры и альфированного слоя при установлении температуры начала штамповки, а при назначении температуры окончания штамповки – исходя из повышения удельных усилий деформирования и снижения пластичности.

Из алюминиевых сплавов поковки круглые и квадратные в плане или близкие к этой форме, штампуемые осадкой в торец или расплющиванием, можно штамповать на молотах и прессах. Предпочтительнее такие поковки штамповать на молотах, так как при штамповке на прессах часто для четкого заполнения полости ручья штампа требуется применять дополнительные переходы. Поковки с вытянутой осью с переменными сечениями вдоль оси целесообразно штамповать на молотах. Для предварительного распределения металла исходную заготовку можно протягивать и подкатывать в закрытых протяжном и подкатном ручьях.

Штамповку ребристых поковок на молотах следует производить легкими ударами. В завершающей фазе штамповки допускаются один – два сильных удара.

Для обеспечения хорошей текучести металла, получения однородной структуры в поковке и снижения усилия деформирования штамповку необходимо производить в подогретых штампах. Температура при штамповке на молотах и КГШП должна быть в пределах 150–350°C, а при штамповке на гидравлических прессах – в пределах 350–450°C. Сплавы с пониженной пластичностью необходимо штамповать в закрытых штампах.

Алюминиевые сплавы, как и титановые, обладают способностью «привариваться» к поверхности ручья штампа, поэтому штамповку алюминиевых сплавов необходимо производить с применением смазки и ручьи изготавливать с параметром шероховатости поверхности не выше  $R_a=0.63 - 0.160$  мкм. При больших параметрах шероховатости происходит «сваривание» сплавов с



металлом штампа. Алюминиевые сплавы можно штамповать как при малых, так и при высоких скоростях деформации.

Штамповку на молотах в открытых штампах производят в одноручьевых и многоручьевых штампах. Одноручьевые штампы применяют для штамповки поковок простой конфигурации (шестерни, диски, втулки, прямые рычаги), не имеющих резких изменений сечений по длине, а также тонких быстроостывающих поковок турбинных и компрессорных лопаток, хирургического инструмента и др., получаемых из легированных конструкционных сталей, алюминиевых, магниевых, титановых, жаропрочных и жаростойких сплавов и сталей. Штамповка в одноручьевых штампах производится и в том случае, когда заготовительные операции для получения фасонной заготовки выполняются на другом оборудовании (на ковочных молотах, ковочных вальцах, ГКМ, КГШП и др.). Многоручьевые штампы применяют для штамповки поковок сложной конфигурации и поковок, у которых поперечные сечения вдоль оси резко отличаются друг от друга (рычаги, штампы и др.). В этом случае для выполнения заготовительных и штамповочных операций при штамповке поковок из катаной заготовки в одном штамповом блоке располагают несколько ручьев. Многоручьевые штампы широко применяют при штамповке стальных поковок в крупносерийном и массовом производствах. При штамповке алюминиевых и магниевых сплавов такие штампы имеют ограниченное распространение, так как требуется обязательное удаление дефектов, появляющихся на поверхности заготовки после какого-либо перехода. В противном случае может возникнуть брак на следующем переходе, что приведет к неисправному браку поковки. Кроме того, если при штамповке стали многократные нагревы нежелательны, то повторные нагревы при штамповке легких сплавов, отличающихся малой скоростью рекристаллизации, могут оказать положительное влияние на качество поковок, гарантируя от возникновения зон незавершенной рекристаллизации.

Все применяемые ручки молотого штампа разделяются на штамповочные и заготовительные. К штамповочным ручьям относятся чистой и черновой, к заготовительным – пережимной, подкатной, протяжной, формовочный, гибочный, площадка для осадки. Отрубной нож применяют для отделения отштампованной поковки от прутка. Чистой, или окончательной, ручей служит для получения готовой поковки. Полость чистого ручья является точной копией конфигурации горячей поковки и строится по чертежу поковки для изготовления штампа. Размеры чистого ручья больше размеров холодной поковки на величину усадки, которую для стали принимают равной 1.5%, для алюминиевых сплавов – 0.8–1.0%, для магниевых – 0.7–0.8, для титановых – 0.6–0.7%.

Для размещения облоя по периметру чистого ручья делается облойная канавка. Наиболее часто применяется форма облойной канавки с параллельным мостиком. Размеры облойной канавки зависят от сложности поковки и площади проекции поковки на плоскость разреза штампа. Толщина облоя  $h_0$  на участке мостика при штамповке поковок из стали определяется по формуле

$$h_0 = 0.015\sqrt{F_n}.$$

Определив  $h_0$  по приведенной формуле, остальные размеры канавки ( $l, l_1, R, h_1, F_{ок}$ ) выбирают по специальным таблицам.

При правильно сконструированной облойной канавке деформирование (осадка) металла, вытесняющего в облой, будет происходить только на участке мостика шириной  $l$  и высотой  $h_0$ . Магазин шириной  $l_1$  служит для приема излишка металла, и его высота должна быть достаточно большой, чтобы в магазине не происходило деформирование (осадка) облоя.

Основное влияние на рост напряжений в полости штампа и усилие штамповки оказывают толщина облоя  $h_0$  и его ширина  $l$ . Чем больше ширина мостика  $l$  и чем меньше его высота  $h_0$ , тем выше будет сопротивление вытеканию металла в облой. Это сопротивление должно быть достаточным для четкого заполнения углов и трудно заполняемых участков ручья штампа. Среднее нормальное напряжение  $\sigma_n$ , препятствующее вытеканию металла из полости штампа в облойную канавку и действующее на стыке облоя и тела поковки, определяется следующими формулами:

для поковки круглых в плане

$$\sigma_n = \sigma_s \left( 1.5 + \frac{2\mu l}{h_0} \right),$$

для поковок удлиненной формы

$$\sigma_n = 1.5\sigma_s \left( 1 + \frac{2\mu l}{h_0} \right),$$

где  $\mu$  – коэффициент контактного трения.

Из приведенных формул следует, что напряжение  $\sigma_n$  тем больше, чем больше отношение  $l/h_0$ .

Для алюминиевых и магниевых сплавов высоту мостика (толщину облоя)  $h_0$  и радиус сопряжения  $r$  стенки ручья с облойным мостиком делают примерно на 30% больше, чем для стали. Невыполнение этого условия может привести к трещинам, по линии разреза штампованных поковок, которые проявляются после обрезки облоя, и к неисправимому браку. Типы и размеры облойных канавок для штамповки поковок из алюминиевых и магниевых сплавов на различном штамповочном оборудовании приведены в специальной литературе. Для штамповки титановых сплавов можно применять те же размеры облойных канавок, что и для стали.

При облойной канавке с параллельным мостиком не создается значительного сопротивления истечению металла. В результате при штамповке даже простейших поковок типа тел вращения непроизводительные потери металла в облой составляют 10–30% от массы поковки.

Более совершенной формой облойной канавки, при которой процесс образования облоя происходит в условиях контактного трения и резко выраженного объемного напряженного состояния с постоянно возрастающим усилием торможения при вытекании металла в канавку, является облойная канавка с клиновым мостиком. В этой канавке мостик выполнен в виде срезанного клина с начальной высотой  $h_n$ , конечной высотой  $h_k$  и шириной  $l$ . Для выхода металла в случае штамповки с неравномерным образованием облоя по периметру поковки за клиновой частью канавки делается полость с параллельными стенками (магазин) шириной  $l_1$ . Вытекающий в облой металл, находясь под большим давлением стенок клинового мостика канавки, в условиях резко выраженного сжатия вынужден в процесс штамповки течь в постоянно суживающееся пространство. Поэтому по мере продвижения металла в клиновом мостике силы, тормозящие вытекание металла в облой, стремительно нарастают и в последний момент штамповки достигают максимального значения. В связи с таким процессом истечения уже с первого момента штамповки происходит резкое повышение давления в полости ручья штампа, что и обеспечивает быстрое и отчетливое получение поковки точных размеров и требуемой конфигурации.

Применение штампов с клиновой канавкой (малооблойная штамповка) вместо штампов с канавкой обычной формы дает возможность значительно сократить время (число ударов) штамповки, уменьшить потери металла в облой и повысить  $K_{н.м}$  и стойкость штампов. При малооблойной штамповке потери металла в облой составляют 5–10% от массы поковки, производительность штамповки увеличивается на 30–50%, стойкость штампов в 1.5–2.0 раза.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Атрошенко А.И., Салов С.Н., Хесин С.М. Современные штампы для обрезки облоя. М.;Л.: Машиностроение, 2012. – 200 с.
- [2] Головнева М.А., Атрошенко А.П. Оборудование и технология горячей штамповки. М.;Л.: Машгиз, 1962 – 368 с.
- [3] Журавлёв А.З. Основы теории штамповки в закрытых штампах. М.: Машиностроение, 2010. С. 10–11.
- [4] Титов Ю.А., Титов А.Ю. Проектирование штампов для горячей объемной штамповки. Ульяновск, 2012.

Ташкентский государственный технический университет им. Ислама Каримова

Дата поступления  
25.02.2020

**Н.А.Махмудова. Болгалаш жихозларида қийин деформацияланадиган пўлат ва қотишмаларни штамплашнинг ўзига хослиги**

Мақолада пўлат ва қотишмаларни деформациялаш қийин бўлган болгалар кўриб чиқилади. Юқори қотишма пўлатларда айниқса юқори ҳароратли қотишмаларда металнинг хусусиятлари углеродли пўлатларидан фарқли ўлароқ дон миқдори бўйича аниқланади. Шу сабабли иссиқликка бардошли пўлат ва қотишмалардан штамплаш учун технологик жараёни ишлаб чиқишда игнабаргли деформациялаш пайтида дон кескин ўсадиган критик деформацияларга йўл қўймаслик керак.

**N.A.Maxmudova. Features of stamping on hammers difficult to deform steels and alloys**

The article examines on hammers difficult to deform steels and alloys In high-alloy steels and especially in high-temperature alloys the properties of metal in contrast to carbon steels are determined to a greater extent by grain size. Therefore when developing the technological progress of stamping forgings from heat-resistant steels and alloys it is necessary to avoid critical degrees of deformation at which the sharp growth of grain occurs when the workpieces are deformed.

## ХРОНИКА

### ТЕХНИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ, ПРОФЕССОР ҚОСИМОВ ЭРКИН УМАРАЛИЕВИЧ 85 ЁШДА



Ўзбекистон Республикасида хизмат кўрсатган фан арбоби, Халқаро муҳандислик Академияси (Москва) муҳбир аъзоси, техника фанлари доктори, профессор Қосимов (Иркин) Эркин Умаралиевич 1935 йил 14 октябрда зиёлилар оиласида туғилган. У 1953 йилда Ўрта Осиё политехника институти (СазПИ) талабаси бўлган, 1956 йилда Тошкентдаги 95-ўрта мактаб ўқитувчиси сифатида меҳнат фаолиятини бошлаган. 1958 йилда эса институтни муваффақиятли тамомлагач, Ўзбекистон сув хўжалиги вазирлигининг катта муҳандиси бўлиб ишлади. 1963 йилда Ўрта Осиё политехника институти “Қурилиш конструкциялари ва буюмлари” кафедраси катта ўқитувчиси, сўнгра ТошИИТга аспирантурага қабул қилинди ва ВНИИСТга (Москва ш.) илмий фаолиятини давом эттириш учун юборилди, 1965 йилда номзодлик, 1981 йилда эса Марказий Осиёда биринчи бўлиб “Қурилиш ашёлари ва буюмлари” йўналишида “Органик моддаларни шимдириш йўли билан юқори мустаҳкам ва бардошли бетонларни яратиш” муаммоси бўйича МИСИ да Москва шаҳрида докторлик диссертациясини ҳимоя қилган. 1982 йилда унга профессор илмий унвони берилган.

1968 йилдан Эркин Умаралиевич ТошПИ кечки сиртки қурилиш факультети декани лавозимида ишлаган. 1972 йилда ТошПИда “Қурилиш материаллари” кафедраси ташкил этилди. Танловдан сўнг у кафедра мудури этиб тайинланди. 1974 йилдан 1979 йилгача Э.У. Қосимов Ўзбекистон Республикаси Олий таълим муассасалари Бош бошқармаси бошлиғи лавозимида ишлаган ва Олий таълим муассасаси ҳайъат аъзоси, 1991-2001 йилларда янги ташкил этилган Тошкент архитектура-қурилиш институтининг илмий ишлар бўйича проректори лавозимида ишлаган. Эркин Умаралиевич илмий-педагогик фаолияти давомида Олий мактаб ва умумтаълим тизими инфратузилмасини ривожлантиришга мамлакатимизда амалга ошириш, асосан Президент томонидан имзоланган фармонларда илмий-педагогик кадрларни тайёрлаш ва қайта тайёрлашга алоҳида эътибор қаратди.

Профессор Э.У. Қосимовни нафақат Ўзбекистонда, МДХда, айниқса, Марказий Осиё олимлари орасида таниқли олим эканлигини яхши билишади. Унинг педагогик фаолияти ва бутун ижодий ҳаёти республика Олий мактаби билан боғлиқ бўлиб, олий таълимнинг барча муаммоларини, айниқса, техник йўналишдаги илмий кадрларни тайёрлашни доимо чуқур ўрганишга интилиши билан боғлиқ бўлди. У 30 та фан номзодлари ва 3 нафар фан докторини тайёрлади ва бугунги кунда ижодкор ёшлар билан фаол иш олиб бормоқда. Э.У. Қосимов 780 дан ортиқ илмий ишлар, жумладан, 41 та китоб ва монография, 25 та ихтиро муаллифи. У самарали қурилиш ашёлари ишлаб чиқаришнинг янги технологиялари билан боғлиқ рус, ўзбек, турк ва қозоқ тилларида бир қатор дарслик ва ўқув қўлланмаларини ёзган, “Қурилиш ашёлари ва буюмлари” курси бўйича ўқув дастурлари мажмуасини такомиллашгирди ва булар асосида “Архитектура” ва “Дизайн” йўналишида ўқиётган коллежд ва институт талабалари учун “Архитектура ашёшунослиги” ўқув услубий комплексе дастуринини яратди. Унинг серқирра меҳнат фаёлияти вазирлик ва идораларнинг турли медаллари ва дипломлари билан тақдирланган.

Эркин Умаралиевич Ўзбекистон ва Марказий Осиё олимлари ўртасидаги дўстликни мустаҳкамлашга катта ҳисса қўшмоқда. Кўп йиллар давомида Қозоғистон давлат академияси (КазГАСА), Қирғизистон давлат қурилиш, архитектура ва транспорт университети ихтисослашган илмий кенгашлари аъзоси бўлди. Қозоғистоннинг етакчи илмий материалшунослари билан ҳаммуаллифликда 13 та монография, дарслик ва ўқув қўлланма, қозоқ ва рус тилларида ўнлаб илмий мақолалар чоп этилган. Профессор Э.У.Қосимов кадрлар тайёрлаш ва ўқув-илмий адабиётлар ёзишга қўшган катта ҳиссаси учун Қозоғистон ва Қирғизистон университетларининг фахрий профессори дипломлари билан тақдирланди.

У Тошкент шаҳри ва Ўзбекистон Республикасининг “Олий мактаб аълочиси” ва “Ўрта таълим аълочиси” дир. Ўзбекистон қурилиш вазирлиги “Ўзбекистон архитектураси ва қурилиши” журнали таҳририят Кенгаши аъзоси, шунингдек ТАҚИ “Архитектура, Қурилиш ва дизайн” илмий-техника журнали таҳрир ҳайъати аъзоси. Олим бир нечта ихтисослашган илмий кенгашлар аъзосидир. У Ўзбекистон олий мактаби учун илмий кадрларни аттестациядан ўтказиш ва тайёрлашда фаол иштирок этмоқда. Қурилиш ашёшунослиги йўналишида илмий кадрлар тайёрлаш бўйича у Ўрта Осиё олимлари орасида етакчи ўринлардан бирини эгаллайди.

Бугунги кунда профессор Эркин Умаралиевич Қосимов Ватанимиз фаровонлиги йўлида тинмай меҳнат қилиб, билим ва тажрибасини ёшларга ўргатиб эзгу ғояларга содиқ қолмоқда.

Механика муаммолари журнали таҳририяти Эркин Умаралиевични шонли юбилей билан чин дилдан табриклаб, унга ва унинг яқинларига мустаҳкам соғлиқ, кўп йиллар давомида фаол ижод, оиласига бахт-саодат, ҳар доим шундай бақувват ва қувнок бўлиб қолишларини тилаб қоладилар!

*Журнал таҳририяти*

## ЎЗБЕКИСТОННИНГ МЕХАНИК ОЛИМЛАРИ

### УМАРОВ ОЛИМ ИНОЯТОВИЧ (1934 – 2013)



Газ ва суоқликлар ҳаракати гидродинамикаси соҳасида йирик олим, физика-математика фанлари доктори, профессор.

О.И.Умаров 1934 йил 8 сентябрда Тошкент вилоятининг Қорасув туманида таваллуд топган. Қишлоқдаги ўрта мактабни тугатгач, 1953 йил Ўрта Осиё давлат университетининг (ҳозирги Ўзбекистон МУ) физика-математика факультетига ўқишга кириб, уни 1958 йилда механика мутахассислиги бўйича тамомлади.

1958 йилдан 1990 йилгача ЎзР ФА В.И.Романовский номидаги математика ва механика институтида катта лаборант, кичик илмий ходим, ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида кичик илмий ходим, аспирант, катта, етакчи ва бош илмий ходим, 1990 йилдан то вафотигача мазкур институт лаборатория мудирини лавозимида ишлаб келди.

О.И. Умаровнинг илмий ишлари асосан газ ва суоқликлар ҳаракати гидродинамикасига бағишланган. У устози академик Х.А.Раҳматулин яратган кўп фазали муҳитлар аралашмалари модели асосида қувурлар ва ғовак муҳитлардаги суоқликлар ҳаракати гидродинамикасининг назарий асосчисидир. Кўп компонентли, кўп фазали муҳитлар механикаси ҳозирги замон илмий мактабининг раҳбари, суоқликлар ва газ механикаси соҳасидаги ҳар томонлама илмий изланишлар ва унинг натижаларини халқ хўжалигига татбиқ қилиш ташкилотчисидир.

У нефт ва газ бойликларини қазиб олиш технологиясини мукамаллаштириш ва транспортировка қилишда кам энергия сарф қилиш муаммосини ечиш мақсадида гидродинамик моделлар яратди, гидравлик зарба, пульсли ҳаракат фаза алмашинуви жараёнлари назарияларини ривожлантиришга муносиб ҳисса қўшди.

Изланувчан олим 1965 йилда ёқланган “Кўп фазали муҳитларнинг ламинар турғун ҳаракатини назарий ва экспериментал тадқиқоти” мавзусидаги номзодлик диссертациясида ўзаро киришувчи аралашмалар ҳаракати тенгламаларини қўлланиш чегаралари, ғовак муҳитларда намлик тарқалиши қонуниятларини ўрганди. Назарияни амалиёт билан боғлаб олиб бориши натижасида янги устувор экспериментлар қўлланишларини ишлаб чиқди. Унинг томонидан олдин аниқланмаган аралашмалар концентрасиясининг бошланғич участкаси мавжудлиги аниқланди. 1983 йилда “Қувурлар ва ғовак муҳитлардаги кўп фазали аралашмалар гидродинамикаси” мавзусида докторлик диссертациясини ҳимоя қилиб, физика-математика фанлари доктори илмий даражасига эга бўлган. Унга 1988 йилда “Профессор” илмий унвони берилган.

Узоқ йиллик илмий-тадқиқотлари натижаси сифатида 3 та монография, 1 та ўқув қўлланма ва 150 дан ортиқ илмий мақолалар ёзилди. Унинг бевосита раҳбарлигида суғориш гидродинамикаси бўйича 2 та докторлик, 10 дан зиёд номзодлик диссертациялари ҳимоя қилинди. У 10 тадан ортиқ монография ва илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган.

О.И. Умаров илмий-тадқиқот ишлари билан педагогик фаолиятни уйғун олиб бориб, Ўз МУ механика мутахассислиги талабаларига ва ТДТУ талабаларига фаннинг долзарб муаммолари бўйича маърузалар ўқиди. Жамоат ишларида ҳам фаол қатнашиб, бир неча ихтисослашган илмий Кенгаш аъзоси бўлган. Олим 2013 йил 16 мартда вафот этган.

#### *Асосий илмий ишлари:*

1. Бир-икки фазали аралашмалар гидродинамикаси ва уларнинг амалда қўлланилиши. Тошкент: Фан, 1980. (ҳаммуаллифликда).
2. Суғориш санъати. Тошкент: Фан, 1992. (ҳаммуаллифликда).
3. Кўп фазали муҳитлар гидродинамикасининг икки ўлчовли масалалари. Тошкент: Фан, 1989. – 93 б. (ҳаммуаллифликда).
4. Гидродинамика многофазных смесей в трубах. Учебное пособие. Ташкент: ТГТУ, 2004. С.184 (в соавторстве).

#### *У ҳақдаги адабиётлар:*

1. Бибутов Н.С., Муродов М.М. Механика тарихи ва тараққиёт йўли. Тошкент: “Муҳаррир” нашриёти, 2019. 86–87 бетлар.

## МИРСАИДОВ МИРЗИЁД МИРСАИДОВИЧ (1948)

Техника фанлари доктори, профессор, Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси академиги.

М.Мирсаидов 1948 йил 13 февралда Тошкент вилоятида туғилган. У 1971 йилда Тошкент политехника институтини инженер-механик ихтисослиги, 1986 йилда Тошкент давлат университетини математика ихтисослиги бўйича тамомлаган. 1971 йилда меҳнат фаолиятини ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида муҳандисликдан бошлаб, кичик, катта, етакчи, бош илмий ходим ва лаборатория мудир лавозимларида ишлаган. 1991 йилдан ҳозирги кунгача Тошкент ирригация ва кишлоқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институтида Гидротехника қурилиши факультетининг “Назарий ва қурилиш механикаси” кафедраси мудир лавозимида ишлаб келмоқда. У 2017 йилда Ўзбекистон Республикаси ФА академиги қилиб сайланган.



1973-1976 йилларда Москва электрон машинасозлик институти аспирантурасида ўқиб, 1976 йилда шу институт қошидаги ихтисослашган илмий Кенгашда “Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси” ихтисослиги бўйича “Установившиеся колебания осесимметричных вязкоупругих оболочек” мавзусида номзодлик диссертациясини, 1986 йилда эса собик СССР ФА Сибирь бўлими Президиуми (Новосибирск ш.) қошидаги ихтисослашган илмий Кенгашда “Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси” ихтисослиги бўйича “Динамика плоских и пространственных неоднородных систем с учетом внутренней диссипации и волнового уноса энергии” мавзусидаги докторлик диссертациясини ҳимоя қилган. 1991 йилда унга шу ихтисослик бўйича “Профессор” илмий унвони берилган.

Олим “Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси” ва “Иншоотлар динамикаси” соҳаларининг назарияси ва амалиётига салмоқли ҳисса қўшган, ўз илмий мактабига эга бўлган таниқли олимлардан биридир. М.Мирсаидов ва шогирдлари томонидан “Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси”, “Қурилиш механикаси” ва “Гидротехника иншоотлар динамикаси” йўналишлари бўйича олинган илмий натижалари фақат бизнинг республикада, балки чет элларда ҳам тан олинган.

Олим томонидан катта илмий аҳамиятга эга бўлган янги истиқболли илмий йўналишлар бўйича натижалар олинган, яъни: иншоотлар динамикасини баҳолашда энергиянинг тўлқин кўринишида чиқиб кетишини ҳисобга олувчи назария ва ҳисоблаш усули; грунтли тўғонлар динамикасининг уч ўлчовли масаласини ечишда геометрик, физик чиқиқсизликни ва сув билан ўзаро таъсирини ҳисобга олувчи услуб; грунтли иншоотлар мустаҳкамлигини баҳолашни 4 та мезон асосида амалга ошириш; мустаҳкамлигини ошириш учун сейсмобелбоғлар қўллаш назарияси ва ҳисоблаш усули; грунтли тўғонларда мавжуд жуфт хусусий частоталарни резонанс режимларида мустаҳкамликка жуда катта таъсир кўрсатиш ҳодисасини баҳолаш усули; ўққа нисбатан симметрик бўлган иншоотларнинг динамикасини ҳисоблаш назарияси; тебранишларни сўндиригичлар ёрдамида камайтиришнинг оптимал параметрларини баҳолаш асослари; зарба таъсирида иншоотларда содир бўладиган динамик жараёнларни баҳолаш назарияси ва ҳисоблаш усуллари ташкил қилади.

Унинг илмий раҳбарлигида 16 та фан номзоди, 3 та фон доктори тайёрланган. У ўз шогирдлари билан бирга давлат бюджети ва грантлар асосида бажариладиган илмий тадқиқотларда илмий раҳбар ва илмий маслаҳатчи сифатида фаол қатнашиб келмоқда. Олим 300 дан ортиқ илмий ишлар, шу жумладан 7 та монография, 13 та дарслик ва ўқув қўлланмалар, 25 та муаллифлик гувоҳномалари соҳибдир. Дарслик ва ўқув қўлланмаларнинг 6 таси Қозоғистон Республикасида қозоқ тилига таржима қилинган. Олиб борилган илмий иш натижалари бўйича охириги 5 йилда 25 дан ортиқ илмий мақолаларни чет элларнинг импакт факторлик журналларида ва Scopus рўйхатида кирган конференция материалларида инглиз тилида чоп қилган.

Олим томонидан ишлаб чиқилган назария ва усуллар гидротехника қурилишида ҳамда қурилиш бўйича лойиҳа ташкилотларида амалиётда қўллаш учун топширилган. Унинг 2011 йилда чоп қилинган “Материаллар қаршилиги” фанидан дарслиги, 2012 йилда чоп қилинган “Назарий механика” фанидан ўқув қўлланмаси ва 2014 йилда чоп қилинган “Иншоотлар зилзилабардошлиги” фанидан ўқув қўлланмалари Республикамизда энг яхши дарслик ва ўқув қўлланма деб тан олинган.

М.Мирсаидов жамоат ишларида ҳам фаол қатнашади. У ЎзР Олий Кенгашининг (1990–1995 й.й.) Халқ депутати, Фан ва экология қўмита аъзоси, ЎзР Олий Аттестация комиссиясининг техника фанлари бўйича эксперт кенгаши раиси (1991–1997 й.й.) ҳамда 1995–2011 йилгача ЎзР ОАК Илмий кенгашининг аъзоси. ЎзР ФА Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти қошидаги номзодлик ва докторлик диссертациялари ҳимоя қилинадиган ихтисослашган илмий Кенгаш раиси (2009–2012 й.й.). Ҳозирги кунда ТИҚХММИ қошидаги фан доктори илмий даражасини берувчи ихтисослашган илмий Кенгаш, ТИҚХММИ илмий ва илмий-техник Кенгашларининг аъзосидир. У кўпгина чет эл ва Республикамиздаги илмий журналларнинг редколлегия аъзоси ва чет элларда ўтказиладиган нуфузли илмий конференцияларнинг ташкилий қўмита аъзоси сифатида фаол қатнашади.

М.Мирсаидов 1992 ва 2011 йилларда “Мустақиллик” учун таъсис этилган кўкрак нишони, 2000 йилда ЎзР Олий ва ўрта махсус таълим вазирлигининг “Олий ва ўрта махсус таълим фидойиси” кўкрак нишони, 2006 йилда фахрий ёрлиги билан мукофотланган.

*Асосий илмий ишлари:*

1. Materiallar qarshiligi. (Darslik). Toshkent: "Fan va texnologiya", 2010.– 412 бет. (hammualliflikda).
2. Inshootlar zilzilabardoshligi (O'quv qo'llanma). Toshkent: "Shams", 2013. –244 бет. (hammualliflikda).
3. Теория и методы расчета грунтовых сооружений на прочность и сейсмостойкость. (Монография). Ташкент: Фан, 2010. – 312 с.
4. Оценка динамической прочности грунтовых плотин с учетом нелинейного деформирования. (Монография). Ташкент: "Адабиёт учкунлари", 2018. – 360 с. (в соавторстве).
5. Методы оценки напряженного состояния грунтовых плотин с учетом влажностных свойств грунта. (Монография). – Ташкент: "Adabiyot uchqunlari", 2020. – 156 стр. (в соавторстве).
6. Strength parameters of earth dams under various dynamic effects. (Монография). Magazine of Civil Engineering. Vol. 77. Iss. 1. 2018, P. 101–111. DOI: 10.18720/MCE.77.9 (в соавторстве).
7. Spatial stress state and dynamic characteristics of earth dams. Magazine of Civil Engineering. Vol. 89, Iss. 5, 2019. P. 3–15. DOI: 10.18720/MCE.89.1 (в соавторстве).
8. Dynamics of a viscoelastic plate carrying concentrated mass with account of physical nonlinearity of material. Part 1. PNRPU Mechanics Bulletin Vol. 2019. Iss. 2. 2019. P. 143–153 (в соавторстве).
9. Dynamics of Structurally Inhomogeneous Lamellar and Shell Mechanical Systems. Part 1. Journal of Applied Mathematics and Physics (JAMP). Vol.7. 2019. No.10. P. 2283–2302 (в соавторстве).
10. Spatial natural vibrations of viscoelastic axisymmetric structures. Magazine of Civil Engineering. 2020. 96(4). P. 118–128. DOI: 10.18720/MCE.96.10 (в соавторстве).

*У ҳақидаги адабиётлар:*

1. Бибутов Н.С., Муродов М.М. Механика тарихи ва тараққиёт йўли. Тошкент: "Муҳаррир" нашриёти, 2019. – 120–121 бетлар.

### СУЛТАНОВ КАРИМ СУЛТАНОВИЧ (1949)



Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси йўналишида таниқли олим, физика-математика фанлари доктори, профессор.

Карим Султанович Султанов 1949 йил 8 майда Қирғизстон Республикаси, Ўш вилояти, Араван тумани, Лангар қишлоғида туғилган. 1971 йилда Тошкент давлат политехника институтининг механика факультетини имтиёзли диплом билан ва 1986 йилда Тошкент давлат университетининг математика факультетини тугатган.

К.С. Султанов меҳнат фаолиятини 1971 йил 18 октябрдан ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида катта лаборант лавозимида бошлаган.

1973 йил январь ойидан бошлаб, М.В.Ломоносов номидаги Москва давлат университетининг Механика институтида стажер тадқиқотчи бўлган, 1974 – 1977 йилларда шу университетнинг «Газ ва тўлқин динамикаси» кафедрасида аспирантурада ўқиган.

1977 – 1995 йилларда у яна ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида кичик илмий ходим, катта илмий ходим, етакчи илмий ходим, бош илмий ходим, лаборатория мудири лавозимларида ишлаган. 1987-88 йилларда Россия Фанлар академиясининг А.Ю. Ишлинский номидаги Механика муаммолари институтида докторлик диссертацияси устида ишлаган.

1995 – 2011 йилларда Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамаси ҳузурдаги Олий аттестация комиссиясида (ОАК) бош илмий котиб, раиснинг биринчи муовини, раис вазифасини бажарувчи лавозимларида ишлаган. 2011 йилдан ҳозиргача ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида бош илмий ходим, лаборатория мудири лавозимида ишлаб келмоқда.

К.С. Султанов деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси йўналишида илмий фаолият олиб боради. У 1977 йили «Ёпишқоқлик хусусиятларига эга бўлган грунтларда тўлқин тарқалиши ва тўсиқлар билан ўзаро таъсири» мавзусида номзодлик диссертациясини 01.02.04 – Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси ихтисослиги бўйича профессор Г.М. Ляхов раҳбарлигида Москва электрон машинасозлик институтида ҳимоя қилган ва физика-математика фанлари номзоди илмий даражасига эга бўлган.

1992 йилда М.В.Ломоносов номидаги Москва давлат университетида «Ностационар эластик ва ноэластик тўлқинларнинг грунтда ер ости иншоотлари билан ўзаро таъсири» мавзусида докторлик диссертациясини 01.02.04 - ихтисослиги бўйича муваффақиятли ёқлаган ва физика-математика фанлари доктори илмий даражасини олган.

К.С. Султанов илмий фаолияти давомида 300 га яқин илмий ишлар, жумладан 2 та монография, нашр қилган. Улардан 100 га яқини халқаро нуфузли илмий журналларда нашр этилган. Дастурий маҳсулотларга 10 га яқин муаллифлик гувоҳномалари олган. Унинг раҳбарлиги остида 5 та фан доктори ва 11 та фан номзоди диссертациялари ёқланган. У 50 дан ортиқ халқаро ва республика илмий анжуманларида илмий маърузалар билан иштирок этган, кўплаб илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган.

Олимнинг илмий изланишлари натижасида ер ости иншоотлари сейсмик мустаҳкамлигининг тўлқин назарияси, таркиби нотурғун бўлган грунтли муҳитларнинг ночизиқ деформацияланиш назарияси, тўқимачилик ишларининг ночизиқ мустаҳкамлик назарияси яратилган. Ҳозирги вақтда ушбу яратилган

назарияларни ер ости қувурлари зилзилабардошлигининг амалий масалаларига, грунтли иншоотларнинг динамик турғунлиги масалаларига, тўқимачилик ипларининг технологик жараёнларда узилишини камайтириш масалаларига татбиқ этиш ва уларни ечиш муаммолари билан шуғулланмоқда.

Олим охириги йилларда Scopus халқаро базасида эътироф этилувчи илмий журналларда 30 га яқин мақолалар эълон қилган ва унинг илмий маслаҳатчилиги остида 2 та фан доктори (DSc) тайёрланган.

У 1992 йилдан ҳозирги вақтгача ТИҚХММИ да «Назарий ва қурилиш механикаси» кафедрасида ўриндошлик асосида профессор лавозимида ишлаб, ёш авлодни тарбиялаш ишларига ўзининг хиссасини қўшиб келмоқда.

Олим 1995-2011 йилларда Ўзбекистон Республикаси ОАК раҳбариятида ишлаб, республикамизнинг давлат ва жамоат ишларида фаол қатнашган. Унинг фаолияти давлатимиз томонидан юксак баҳоланиб, 1998 йили «Шухрат» медали билан тақдирланган.

*Асосий илмий ишлари:*

1. Mathematical model of interaction of solid bodies with upon their relative displacement // Journal of Applied Mechanics and Technical Physics, 1993. №324. P. 37–44. DOI: 10.1007/BF00851803.
2. Laws governing the interaction of underground structures with soil during their relative displacement // International Applied Mechanics, 1993. №29. P. 217–223. DOI: 10.1007/BF00847001.
3. A non-linear Law of the Deformation of Soft Soils // J. Appl. Math. Mech. Vol. 62. 1998. №3. P.465–472. DOI: 10.1016/S0021-8928(98)00058-6.
4. Волновая теория сейсмостойкости подземных сооружений. Ташкент: Фан, 2016. –392 с.
5. Структурная прочность текстильных нитей. Ташкент: Фан, 2017. –256 с. (в соавторстве).

### **МИРЗАЕВ ИБРОҲИМ (1950)**

Қўшма конструкциялар учун динамик масалаларни сонли усулларни қўллаган ҳолда ечишда йирик олим, физика-математика фанлари доктори, профессор.

Иброҳим Мирзаев 1950 йилда Тошкент вилояти, Ўрта Чирчиқ тумани, Ровтақ қишлоғида таваллуд топган. Ўрта мактабни тугатгач, 1966 йилда Тошкент давлат университетининг механика-математика факультетига ўқишга кириб, 1969 йилда ўқишни Новосибирск давлат университетига ўтказган. 1971 йилда мазкур университетни тамомлаб, амалиётчи-математик мутахассислигига эга бўлган.

1971–1974 йилларда ЎзР ФА М.Т. Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида лаборант бўлиб меҳнат фаолиятини бошлаган. Кейинчалик аспирантурада ўқиган (аспирантурани Новосибирск шаҳридаги собиқ СССР ФА Сибирь бўлими Тоғ ишлари институтида ўтказган). 1974–1977 йилларда ЎзР ФА М.Т. Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида лаборант, кичик илмий ходим, 1977–1980 йилларда ЎзР ФА Кибернетика институтида катта илмий ходим, 1980-1995 йилларда Тошкент давлат университети амалий математика ва механика факультетига катта ўқитувчи, доцент, профессор, кафедра мудири, 1995-2008 йилларда Ички ишлар вазирлиги ахборот марказининг Ҳисоблаш маркази бошлиғи, 2018 йилдан ҳозиргача ЎзР ФА М.Т. Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида етакчи илмий ходим лавозимида ишлаб келмоқда.

Олимнинг илмий ишлари қўшма конструкциялар учун динамик масалаларни сонли усулларни қўллаган ҳолда ечишга бағишланган. У 1975 йилда “Ноидеал эластик стерженлар тизимида импульснинг узатилиши” мавзусида номзодлик диссертациясини, 1991 йилда “Қўшма конструкциялар учун динамик масалалар” мавзусида докторлик диссертациясини Новосибирск шаҳрида ихтисослашган илмий Кенгашда муваффақиятли ҳимоя қилиб, физика-математика фанлари доктори илмий даражасига эга бўлган. Унга 1988 йилда “Доцент”, 1994 йилда “Профессор” илмий унвони берилган.

Олимнинг изланишлари натижасида динамик жараёнда конструкциянинг хусусияти ўзгаришини эътиборга оладиган алгоритмлар ва дастурлар мажмуаси яратилган. Ер ости ва ер усти иншоотларининг зилзилага мустаҳкамлигини ҳисоблашни бўлиб ўтган зилзилаларда ёзилган акселерограммалар асосида амалга ошириш йўлга қўйилган.

Изаланувчан олим бугун ҳам ер ости ва ер усти иншоотларининг зилзилага мустаҳкамлигини ҳисоблашни бўлиб ўтган зилзилаларда ёзилган акселерограммалар асосида амалга ошириш бўйича тадқиқотлар олиб бормоқда.

Олимнинг илмий-тадқиқот натижалари 2 та монография, 100 дан ортик илмий мақолаларда ўз аксини топган, 10 дан ортик халқаро анжуманларда қатнашиб маъруза қилган. Унинг раҳбарлигида 1 та фан номзоди диссертациясини муваффақиятли ҳимоя қилган. Тадқиқот ишлари билан педагогик фаолиятни қўшиб олиб бориб, 1975–1977 йилларда ТДПТИда назарий механикадан, 1980-1995 йилларда ТошДУда ЭХМ дастурий таъминотидан, 2019 йилдан ҳозиргача ТДТУда назарий механикадан маъруза ва амалиёт дарсларини олиб бормоқда.



Унинг илмий-педагогик фаолияти ҳукуматимиз томонидан муносиб баҳоланиб 2006 йилда “Мустақилликнинг 15 йиллиги” кўкрак нишони тақдирланган.

*Асосий илмий ишлари:*

1. Прикладные задачи сейсродинамики сооружений. Книга 1. Действие сейсмических волн на подземный трубопровод и фундаменты сооружений, взаимодействующих с грунтовой средой. Ташкент.: «Navro'z», 2019. – 268 с. (в соавторстве).
2. О колебаниях подземных трубопроводов под действием сейсмических волн // Узбекский журнал «Проблемы механики». Ташкент, 2018. № 4. С. 19–24 (в соавторстве).
3. Исследование влияния массы сложного узла подземных трубопроводов на действие реальных записей землетрясений // Республиканская научно-практическая конференция «Прикладные и фундаментальные проблемы естественных наук» 23 октября 2019 г. Ташкент. 2019. С. 212–215. (в соавторстве).
4. Formation of Bending Waves in Underground Extended Pipelines under the Action of Seismic Wave // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. 2019 №6(8): 10553–10557 (в соавторстве).
5. Dynamic Processes In Underground Pipelines Of Complex Orthogonal Configuration At Different Incidence Angles Of Seismic Effect // International Journal of Scientific & Technology Research. Vol. 9. Issue 04, April 2020. 2449-2453. ISSN 2277-8616 (в соавторстве).

### **ХЎЖАЕВ ИСМАТУЛЛА ҚЎШАЕВИЧ (1951)**

Суюклик ва газ механикаси соҳасида кўзга кўринган олим, техника фанлари доктори, катта илмий ходим.

У 1951 йил 1 июнда Бухоро вилояти Шофиркон туманида туғилган. 1971 йилда Бухоро давлат педагогика институтини математика ихтисослиги бўйича тугатган. Иш фаолиятини 1971 йилда Ҳисоблаш марказли Кибернетика институтида бошлаган. 1972 – 1973 йилларда армия сафида харбий хизматни ўтаб келган.

1973 йилдан ҳозиргача ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустақамлиги институтида лаборант, аспирант, кичик, катта илмий ходим лавозимларида ишлаб келмоқда.

Олимнинг асосий илмий ишлари суюклик ва газ механикаси (01.02.05.) йўналишига доир.



1985 йилда “Ясси параллел ва ўққа нисбатан симметрик струяларда газларнинг аралашуви ва ёниши” мавзусида физика-математика фанлари номзоди илмий даражасини олиш учун, 2009 йилда “Газларнинг диффузион ёниши ва қувур орқали узатилишининг математик моделларини ривожлантириш” мавзусида техника фанлари доктори илмий даражасини олиш учун диссертацияларини муваффақиятли ҳимоя қилган. Унга 1990 йилда “Катта илмий ходим” илмий унвони берилган.

Олим олиб борган илмий-тадқиқодлари натижасида мураккаб таркибли ёқилғиларни яққа ва таркибли струяларда диффузион ёнишининг қатор математик моделларини таклиф этган. Оқимнинг турли режимларида қувур орқали газ узатиш жараёнининг математик моделини горизонтал бўлмаган қувурлар учун умумлаштирган ва газларда оқимнинг “довонорти” режими мавжудлигини исботлаган. Ҳалқаланган газ тармоғи учун  $n$  та иккинчи даражали тенгламаларни ечишнинг аналитик усулини ишлаб чиққан. Гидродинамиканинг икки ўлчовли масалалари учун тўғри чизиклар усулига асосланган тақрибий-аналитик усул ишлаб чиққан.

Бугун ҳам И.Қ. Хўжаев иссиқлик ва масса кўчиши, турбулентлик, қувур орқали транспорт, математик моделлар, сонли усуллар ва алгоритмлар, дастурлар мажмуи устида илмий-тадқиқодлар олиб бормоқда.

Айниқса, мустақиллик йилларида асосий эътибор амалий масалаларга қаратилди. Жумладан, газ узатиш тизимлари тармоқларини ҳисоблашга доир ишлар бажарилиб, амалиётга жорий қилинди. Филтрация ва ёниш жараёнларини бошқаришнинг масалалари шакллантирилиб, бугунги кунда ресурстежамкор режимларни аниқлаш борасида изланишлар давом эттирилмоқда.

Олимнинг илмий-тадқиқод натижалари 300 дан ортиқ илмий мақолаларда, шундан 30 дан зиёди чет элларнинг нуфузли журналларида чоп этилган. Ихтиролари учун 3 та патент, 20 дан ортиқ дастурлар мажмуаси учун муаллифлик гувоҳномасига эга. Унинг илмий раҳбарлигида 1 та физика-математика фанлари номзоди, 2 та техника фанлари бўйича фалсафа докторлари диссертацияларини муваффақиятли ҳимоя қилган. Олим 30 дан ортиқ халқаро илмий анжуманларда иштирок этиб, маърузалар қилган.

И.Қ. Хўжаев жамоат ишларида ҳам фаол қатнашади. У суюклик ва газ механикаси, математик моделлаштириш, нефть ва газ конларини ишлаш, гидравлика ва муҳандислик гидрологияси ихтисосликларидан илмий кенгашлар ва семинарлар аъзоси. “Ҳисоблаш ва амалий математика муаммолари” илмий журналнинг таҳририят кенгаши аъзоси.



Олим юқори малакали ходимларни тайёрлаш масаласига муносиб ҳисса қўшиб, ҳозирги кунда 2 та фан доктори ва 5 та техника фанлари бўйича фалсафа докторини химояга тайёрламоқда.

*Асосий илмий ишлари:*

1. Усовершенствованные модели и методы расчёта трубопроводного транспорта реальных газов (монография). Ташкент: Fan va texnologiya, 2013. – 152 с (в соавторстве).
2. Гидравлический расчёт кольцевого газопровода при наличии участка с равномерным путевым отбором // Красноярск, Наука Красноярья. 2012. № 3(03). С. 39–47 (в соавторстве).
3. Mathematical model of the pipeline connected to the ends of an area with dampers of pressure // European applied sciences, Stuttgart (Germany). 2013. №9 (1), S. 110–115 (в соавторстве).
4. Modeling the Propagation of mass consumption waves in the Pipeline with Damper of pressure Disturbances // Florence (Italy), International Journal of Sciences and Research. Vol. 74. 2018. №8/1. Aug 2018. DOI: 10.21506 /j.ponte 2018.8.12. P. 163–170 (в соавторстве).
5. Modeling of transition processes during pipeline transportation of real gases // Problems of Computational and Applied Mathematics. 2019. №2(20). P. 2642 (в соавторстве).

### МАЛИКОВ ЗАФАР МАМАТҚУЛОВИЧ (1962)

Сууюқлик ва газ механикаси соҳасида таниқли олим, техника фанлари доктори.

З.М. Маликов 1962 йил 21 апрелда Тошкент шаҳрида таваллуд топган. Ўрта мактабни тугатгач, Москва давлат физика-техника институтига ўқишга кириб, уни 1987 йилда тамомлаган.

Меҳнат фаолиятини 1987 йили Москва вилояти, Жуковский шаҳридаги “Марказий аэрогидродинамика институти”да бошлаган. 1991 йилдан ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида дастлаб илмий ходим, 1994 йилдан бошлаб катта илмий ходим сифатида фаолият кўрсатган. 2015 йилдан 2017 йилгача Тошкент давлат техника университети қошидаги “Тармоқ машинашунослик муаммолари илмий тадқиқот маркази”нинг директори лавозимида ишлаган. 2017 йилдан ҳозиргача Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтининг “Сууюқликлар ва газ механикаси” лабораторияси мудир лавозимида ишлаб келмоқда.



Унинг илмий ишлари сууюқлик ва газ механикаси муаммоларига, хусусан, аэродинамика жараёнлари асосида юқори самарали марказдан қочма чанг тутгичларни ишлаб чиқариш муаммоларига бағишланган (01.02.05 – Сууюқлик ва газ механикаси).

З.М. Маликов 2016 йилда “Аэродинамика жараёнлари асосида юқори самарали марказдан қочма чанг тутгичларни ишлаб чиқиш” мавзусида докторлик диссертациясини муваффақиятли химоя қилиб, техника фанлари доктори илмий даражасини олган (01.02.05).

Олимнинг илмий-тадқиқот натижалари сифатида саноат учун юқори самарали чанг тутгичлар ва сепараторлар яратилган. Бу чанг тутгичлар атроф-муҳитнинг ифлосланиши олдини олишда ва ишчиларнинг саломатлигини муҳофаза қилишда юксак самара бериб ишлаб турибди. Бундан ташқари олим турбулент оқимлари учун янги математик моделни ишлаб чиққан. Илмий-тадқиқот натижалари 40 дан зиёд илмий мақолаларда, ихтиролари учун 2 та патент ва 6 та ЭҲМ дастурлари учун муаллифлик гувоҳномаларида ўз ифодасини топган. Олим 10 дан ортиқ халқаро анжуманларда иштирок этган ва маъруза қилган. Унинг раҳбарлигида 2 та фан номзоди (PhD) диссертацияларини химоя қилган.

З.М. Маликов аэродинамика масалаларини турбулентликнинг янги модели асосида тадқиқ этишни давом эттириб, охириги йилларда турбулентликнинг янги модели ишлаб чиқди ва нуфузли чет эл журналларида чоп эттирди. Олим илмий-тадқиқот ишлари билан бирга жамоат ишларида ҳам фаол қатнашиб, 4 тадан ортиқ грантларга раҳбарлик қилган, 5 тадан ортиқ хўжалик шартномаларини амалга оширган. 2012 – 2015 йилларда Россиянинг Губкин номидаги “Нефть ва газ” университетининг Тошкентдаги филиалида физикадан дарс берган. 2015-2017 йилларда Тошкент давлат техника университети қошидаги “Тармоқ машинашунослик муаммолари илмий тадқиқот маркази”нинг директори бўлиб ишлаган.

*Асосий илмий ишлари:*

1. Эффективное устройство предварительной очистки воздуха для двигателей карьерных самосвалов. М.: Горный журнал. 2017. №1 (в соавторстве).
2. Асимптотика затопленной струи и процессы переноса в ней // М.: Журнал Труды МФТИ. 2013. Т. 5. №2. С.59–68 (в соавторстве).
3. Mathematical Model of Turbulence Based on the Dynamics of Two Fluids. Applied Mathematical Modeling. Vol.82. P. 409 – 436.

4. Simulation and numerical study of two-phase flow in a centrifugal dust catcher. AMSD-2019 Journal of Physics: Conference Series 1441 (2020) 012155 IOP Publishing doi:10.1088/1742-6596/1441/1/012155 (F Kh Nazarov et al 2020 J. Phys.: Conf. Ser. 1441 012155) (в соавторстве).
5. Численное моделирование двухфазного потока в центробежном сепараторе // Прикладная математика и механика. Москва, 2020, том 84, № 5. – С. 590-611. (в соавторстве).

#### **АБИРОВ РУСТАМ АБДУЛЛАЕВИЧ (1968)**



Таникли механик олим, физика-математика фанлари доктори, ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтининг катта илмий ходими.

Рустам Абдуллаевич Абилов 1968 йил 26 августда Тошкент шаҳрида таваллуд топган. У ўрта мактабни муваффақиятли тамомлаб, 1985 йилда Тошкент давлат университети механика-математика факультетига ўқишга кириди. 1992 йилда мазкур университетни тамомлаб, механик, математик-амалиётчи мутахассислигига эга бўлади. 1987-1989 йилларда ҳарбий хизматни ўтаб келади. 1992-1995 йилларда ЎзР ФА М.Т.Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти аспиранти, 1995-1999 йилларда шу институтда илмий ходим, катта илмий ходим, 1999-2002 йилларда мазкур институтнинг докторанти, 2002-2013 йилларда шу институтда катта илмий ходим, 2013-2014 йилларда лабораторияси мудири, 2014-2015 йилларда илмий ишлар бўйича директор ўринбосари, 2015-2018 йилларда институт директори вазифасини бажарувчи, институт директори, 2018 йилдан ҳозирги вақтгача ЎзР ФА М.Т. Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти лаборатория мудири вазифасида ишлаб келмоқда.

Олим деформацияланувчан каттиқ жисм механикаси йўналишида илмий-тадқиқотлар олиб боради. Изланувчан олим 1996 йилда “Исследование уравнения состояния тел для процессов нагружения с изломом” (01.02.04.) мавзуси бўйича номзодлик, 2014 йилда “Развитие математических моделей пластичности с учетом деформирования материалов при сложном нагружении” мавзуси бўйича докторлик диссертациясини муваффақиятли ҳимоя қилиб, физика-математика фанлари доктори илмий даражасини олди.

Рустам Абдуллаевич Абилов деформацияланувчан каттиқ жисм механикаси соҳасида изланишлар олиб бориб, 120 дан ортиқ илмий мақолаларни нуфузли журналларда эълон қилган, 10 дан ортиқ халқаро анжуманларда қатнашиб маъруза қилган. Олим 4 та муаллифлик гувоҳномасига эга, бир неча илмий тўпламларга масъул муҳаррирлик қилган. Олимнинг илмий изланишлари ўлароқ пластика назариясида янги моделлар ишлаб чиқилган, шу жумладан, изотроп ва анизотроп мухитлар учун моделлар яратилди. У бугун ҳам пластика назарияси, ҳисоблаш усуллари, ёриқлар механикаси бўйича изланишлар олиб бормоқда. Ёш олим сифатида институтдаги иккита илмий лойиҳага раҳбарлик қилмоқда.

Илмий-тадқиқот ишлари билан педагогик фаолиятни кўшиб олиб бориб, Ўзбекистон Миллий университети ва Россиянинг Губкин номидаги Нефть ва газ университетига (Тошкент филиали) магистрларга механика фанидан маърузалар ўқимоқда.

##### *Асосий илмий ишлари:*

1. Оптимизация процессов формоизменения металлов // ДАН РУз, 2008. №1. С. 24–26.
2. Существование и единственность граничного интегрального уравнения в теории пластичности // Вестник СЕВНТУ. Механика. Энергетика. Экология. Вып. 106. 2010. С. 40–42.
3. О развитии МГЭ для задач пластичности при сложном нагружении // Вестник КазГУ, 2002г. № 1, с.19-23.
4. К расчету тоннелей с использованием метода граничных элементов // Вестник Международной ассоциации экспертов по сейсмостойкому строительству. 2018. №1. С. 20–22 (в соавторстве)
5. On some properties of metals under complex loading // International Journal of Mathematical Physics. 2018. №1(1) P. 1–9
6. The new approach to the analysis of elasto-plastic deformation of solids within the bounds of theory of processes by A.A. Ilyushin // IMECE 2001 ASME, November 11-16, New York. Vol. 2, book 100539 (в соавторстве).
7. To assessment of stress-strain state in rock continua // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 869 (2020). XXIII International Scientific Conference on Advance in Civil Engineering: “Construction - the formation of living environment” (FORM-2020) Hanoi, Vietnam, 23–26 September 2020 (в соавторстве).
8. Некоторые экспериментальные данные по сложной разгрузке // Узбекский журнал Проблемы механики, 2019. № 2. С. 41–44 (в соавторстве).

\*\*\*

*“Ўзбекистоннинг механик олимлари” материалларини  
доцент Муҳаммад Раҳим тайёрлади.*

**Т.Р. Рашидов, У.З. Шермухамедов. Транспорт иншоотларининг зилзилабардошлиги.  
Дарслик. Тошкент, 2020 йил.**

Ўзбекистонда жадаллик билан бино ва иншоотларнинг қурилиши, ҳамда турли хил транспорт иншоотлар лойиҳаланиши амалга оширилмоқда, булар қаторига темирбетон тўсинли кўприклар, йўл ўтказгичлар, виадуклар, ер ости ва усти метрополитенлари каби кўплаб сунъий иншоотлар ҳам киради.

Шуни таъкидлаб ўтиш керакки, Ўзбекистон ҳудудининг кўп қисми сейсмик жиҳатдан хавфли. Шунинг учун транспорт иншоотлари қурилишига жуда катта талаблар қўйилиши лозим.

Сейсмик ҳудудлардаги турли иншоотларни лойиҳалаш, ҳисоблаш ва эксплуатация қилиш борасидаги катта ютуқлар мавжудлигидан қатъий назар, умумий зилзилабардошлик назариясига нисбатан кўприклар зилзилабардошлиги назарияси анча орқада қолган, чунки зилзилалардан талофот кўрган ҳудудлардаги иншоотлар шикастланишларига кўра кўприклардаги шикастланишларнинг улуши кам бўлади, бу эса сейсмик ҳудудлардаги қурилиш ишларида асосий эътибор турар-жой ва саноат биноларини зилзилабардошлигини таъминлаш масаласига қаратилишига олиб келади.

Шуни таъкидлаб ўтиш керакки, Ўзбекистон ҳудудининг кўп қисми сейсмик жиҳатдан хавфли. Шунинг учун транспорт иншоотлари қурилишига жуда катта талаблар қўйилиши лозим.

Кўприкларни сейсмик таъсирларга ҳисоблашда ҳисоблаш схемаларини белгилаш бўйича мавжуд тавсияларда кейинги 15 йил ичида хорижда юзага келган кўп поғонали лойиҳалаш, ҳамда сейсмоизоляция ва сейсмик сўндириш тамойилларига асосланган кўприкларни зилзилабардошлигини кучайтириш учун қўлланиладиган янги конструкциялар эътиборга олинмаган.

Транспорт қурилиши соҳасида, жумладан, уларни лойиҳалаш, қуриш ва фойдаланишдаги авто- ва темир йўллари ривожлантириш ва ушбу йўналишда етук кадрларни етиштириш бўйича қарорларини амалга ошириш олдимизда турган улкан вазифадир.

Дарсликда зилзилаларнинг келиб чиқиш сабаблари, уларни олдини олиш чоралари, хавфли зилзилалар пайтида кўприкларнинг шикастланиши, кўприклар ва бошқа турдаги транспорт иншоотларининг антисейсмик кучайтириш усуллари, Ўзбекистон Республикаси ҳудудининг сейсмик хавфлигини таҳлили, зилзила оқибатларини ўрганишга ўзбек олимларининг кўшган ҳиссаси, Ўзбекистон Республикаси темир ва автомобил йўлларидаги кўприкларни ҳолати ва мониторинги масалалари, Сирдарё вилоятидаги халқаро аҳамиятга молик автомобиль йўлларидаги кўприкларда табиий ва техноген халокатлар оқибатлари диагностикаси, иншоотлар динамикаси масалалари, транспорт иншоотлари зилзилабардошлигининг назарий асослари, ер ости иншоотлари зилзилабардошлиги бўйича тадқиқотларнинг ҳолати, Тошкент метрополитени линияси бекатлари ва бекатлараро тоннеллар конструкцияларини такомиллаштиришнинг асосий перспектив йўналишлари, сейсмик ҳудудларда зилзилабардош транспорт иншоотларини лойиҳалашга замонавий ёндашув, кўприкларни кўп поғонали лойиҳалашнинг асосий тамойиллари тўғрисида маълумотлар келтирилган.

Бундан ташқари дарсликда кўприкларни махсус сейсмоҳимоялаш тизимларини лойиҳалаш ва ҳисоблаш усуллари, кўприкларни сейсмоҳимоялашда қўлланиладиган демпферловчи қурилмалари ва тебранишларни динамик сўндиргичлари, сейсмоизоляцияни темир йўл кўприкларининг эксплуатация характеристикаларига таъсири, кўприк иншоотларини ҳисобий схемаларини белгилаш, кўприк оралиқ таянчларининг саёз жойлашган пойдеворли асосларини зилзилабардошликка ҳисоблаш, сейсмик хавфсизликни таъминлаш муаммолари замонавий ҳолатининг таҳлили, Ўзбекистонда сейсмик хавфсизликни таъминлаш муаммоларини ҳал қилишга оид тажрибалари ва дастлабки асосий шартлари, юқори тезлик магистралларида кўприклар зилзилабардошлигини таъминлашга доир асосий талаблар ва чоралар келтирилган. Дарсликда хорижий адабиётлардан олинган маълумотларга, ҳусусан транспорт иншоотларини зилзилабардошликка лойиҳалаш ва қуриш соҳаларида дунёнинг етакчи компанияларининг тажрибасини ёритишга кенг ўрин берилган.

Дарслик транспорт иншоотларининг зилзилабардошлиги масалалари билан шуғулланадиган, қурилиш соҳасига ихтисослашган олий ўқув юртлари ва профессор-ўқитувчилар учун мўлжалланган, шунингдек лойиҳа-қидирув ташкилотлари ҳамда илмий-амалий фаолият билан шуғулланадиган мутахассислар томонидан фойдаланиши мумкин.

Ушбу дарслик Ўзбекистон Республикаси транспорт иншоотларининг зилзилабардошлиги соҳасида илк нашрлигини ҳисобга олиб муаллифлар камчиликлар бўлса узр сўрайдилар.

Дарсликни тайёрлашда А.М. Уздин, И.О. Кузнецова ҳамда Н.А. Нишоновларнинг бир қатор адабиётларидан фойдаланилганлиги муносабати билан ушбу дарслик муаллифлари уларга чексиз миннатдорчиликларини изҳор этадилар.

*Техника фанлари доктори, профессор  
А.А. Ишанходжаев*

## МУНДАРИЖА

Ўзбекистон механиклари етакчиси.....	3
Т.Р. Рашидов, Б.М. Мардонов, Е.В. Ан. Текис бўйлама тўлқинлар таъсиридаги массив элемент билан бирлашган ер ости қувурларини кўндаланг тебраниши.....	7
Н.А. Коршунова, М.И. Рузматов. Марказий Ньютон майдонида кичик тортиш қисмлари учун аналитик ечимлар.....	13
Л.В. Мольченко, Р.Ш. Индиаминов. Жоуль иссиқлигини ҳисобга олганда юпка ортотроп ўзгарувчан биқирли айланма қобикнинг магнитоэластик деформацияланиши.....	16
Д.А. Бекмирзаев, И. Мирзаев, Н.Ш. Мансурова. Реал зилзилалар таъсиридаги II-шаклдаги ер ости қувурларининг сейсмодинамикаси.....	28
Б.Х. Хўжаёров, Ш.Х. Зикиряев, Б.У. Чоршанбиева. Бўлакли-биржинсли шўрланган соҳали ғовак муҳитда модда кўчиши.....	33
З.М. Маликов, Д.П. Наврузов. Текис пластина оқиш масаласи учун модификацияланган $k-\varepsilon$ турбулент моделини тадқиқоти.....	35
Ш.Р. Хуррамов. Контакт эгри чизикларининг математик моделларини аниқлаштириш.....	40
Р.Д. Матчанов, А.А. Ризаев, Д.А. Рузматов, М.А. Хакимов. Пахта териш машиналарида пахтани бир маротаба териш муаммолари.....	43
Д.М. Мухаммадиев, И.О. Эргашев, Х.А. Ахмедов, Т.Д. Мухаммадиев. Аррали жин учун алмашинувчи элемент технологик параметрларини аниқлаш.....	47
Р.Ш. Сулаймонов, М.М. Очилов, М.А. Гаппарова. Момикни тозалашда тўрли юза ёй қисмидан флосликларни ажралиш жараёнининг тадқиқоти.....	50
Х.Т. Ахмедходжаев, А.А. Умаров, К.И. Ортикова. Аррали цилиндр тезлиги ростланадиган жин ва линтер.....	54
Р.Р. Худайкулиев, Б.Р. Курамбаев, А.П. Уринов. Тупрокни суриб текисловчи мослама ўрнатилган культиватор юмшатгичнинг асосий параметрларини аниқлаш усули.....	58
А.Мамахонов. Таркибли, роликли, занжирли узатма ролиги статик ва динамик ҳисобининг назарий тадқиқоти.....	62
Д.М. Бердиев, Б.М. Сайдумаров, Р.К. Ташматов. Контактли зўриқишларни аниқлаш ва прокат жараёнларини математик моделлаштириш усули.....	69

### Илмий ахборотлар

Т.Р. Рашидов, Х.А. Байбулатов, М.Ж. Бердибаев. Кўприк конструкцияларини нуқсонлари, бузилишлари ва уларни кўприкнинг эксплуатацион хоссаларига таъсири.....	76
И. Мирзаев, Э.А. Косимов. Ер ости қувурига турли хил зилзилаларда гармоник ва сейсмик тўлқинларнинг таъсирлари.....	80
Ф.Х. Назаров. Турбулент Тейлор - Куэт оқимини сонли ўрганиш.....	84
Б.М. Мардонов, Х.Т. Ахмедходжаев, Х.Н. Шарипов, Ш.С. Тўхтаев. Пахта чигитлари оқимининг колосник конгури бўйлаб ҳаракатини назарий ўрганиш.....	88
Д.М. Мухаммадиев, Х.А. Ахмедов, И.О. Эргашев, Т.Д. Мухаммадиев. Колосник ва алмашинувчи элемент бирикмасини ҳисоблаш.....	93
М.М. Султонов, А.А. Обидов, О.Т. Маматқулов. Толали пахта чиқиндиларидан ажратиб олинган йиғирувга яроқли толарларнинг физик механик хоссаларини аниқлаш ва уларнинг таҳлили.....	96
О.С. Норкузиев. Пахта териш аппарати шпинделининг ишчи минтақасида пахта хом ашёсининг терим тўлалиги ҳисобий таҳлили.....	99
А.Абдусаттаров, Н.Х. Сабиров. Юпка деворли стерженларни циклик деформацияланиш диаграммаси ва емирилишини эътиборга олган ҳолда ҳисоблаш алгоритми ва кучланганлик-деформацияланган ҳолатини ўзгаришини тадқиқ қилиш.....	103
М.Ш. Валиев, Х.Р. Қосимов. Кичик оғиш услубидан фойдаланиб локомотивларнинг техник ҳолатини баҳолаш.....	107
М.А. Ахмедова, С.М. Бобоев. Саноат корхоналари ишлаб чиқариш цехларида ҳосил бўлаётган чанг оқимининг параметрлари ва чангларни тутиб қолиш.....	111
Р.Д. Матчанов, Б.Р. Курамбаев, Р.Р. Худайкулиев, Н.Б. Джураева, А.П. Уринов, 8 қаторли культиваторга ўрнатиладиган пневмомеханик ўғитлагич аппаратининг синовларидан олинган натижалар.....	115
Б.Ш. Собиров, Ф.М. Матмуродов. Гидравлик узатма механизмлари ва ишчи органларининг кучэнергия узатишини динамик математик модели.....	119
А.А. Мурадов, М. Сайидмурадов. Пневмомеханик йиғиришда сохта эшим кўзгалмас вьюрокни кўллашда ипга бурам бериш жараёни динамикаси тадқиқи.....	125
У.Х. Мелибоев, Д.Х. Парпиев. Қўшиб ўраш машиналарида иплар механикасининг назарий тадқиқоти.....	128
Ф.Ф. Тураев. Ипнинг сифатини оширишда пневмомеханик йиғирув машинасидаги таъминловчи столча конструкциясини таҳлил натижаларини ўрганиш.....	133
Д.М. Бердиев, Р.К. Ташматов. Пўлатларга ноанъанавий термик ишлов беришда структура ўзгаришининг хусусиятлари.....	136
Н.З. Саатова. Темирбетон оралиқ қурилма қолдик ресурсини (салқилик бўйича) техник диагностика натижалари бўйича прогнозлаш.....	140
Н.А. Махмудова. Болғалаш жиҳозларида қийин деформацияланадиган пўлат ва қотишмаларни штампланинг ўзига ҳослиги.....	142

### Хроника

Техника фанлари доктори, профессор Қосимов Эркин Умаралиевич – 85 ёшда.....	147
Ўзбекистоннинг механик олимлари.....	148
Т.Р. Рашидов, У.З. Шермухамедов. Транспорт иншоотларининг зилзилабардошлиги. Дарслик.....	155

## СОДЕРЖАНИЕ

Лидер механиков Узбекистана.....	3
Т.Р. Рашидов, Б.М. Мардонов, Е.В. Ан. Поперечные колебания сопряженного с массивным узлом подземного трубопровода под действием плоской продольной волны.....	7
Н.А. Коршунова, М.И. Рузматов. Аналитические решения для участков малой тяги в центральном Ньютоновском поле.....	13
Л.В. Мольченко, Р.Ш. Индияминов. Магнитоупругое деформирование гибких ортотропных оболочек вращения переменной жесткости при учете джоулевого тепла.....	16
Д.А. Бекмирзаев, И. Мирзаев, Н.Ш. Мансурова. Сейсродинамика подземного П-образного трубопровода на действие реальных записей землетрясений.....	28
Б.Х. Хужаёров, Ш.Х. Зикиряев, Б.У. Чоршанбиева. Перенос вещества в пористой среде с кусочно-однородным засолением.....	33
З.М. Маликов, Д.П. Наврузов. Исследование модифицированной модели турбулентности $k-\varepsilon$ для расчета обтекания плоской пластины.....	35
Ш.Р. Хуррамов. Уточнение математических моделей кривых контакта валков.....	40
Р.Д. Матчанов, А.А. Ризаев, Д.А. Рузматов, М.А. Хакимов. Проблема разового сбора хлопка хлопкоуборочной машиной.....	43
Д.М. Мухаммадиев, И.О. Эргашев, Х.А. Ахмедов, Т.Д. Мухаммадиев. Определение технологических параметров гибки вставки для колосника пильного джина.....	47
Р.Ш. Сулаймонов, М.М. Очилов, М.А. Гаппарова. Исследование процесса выделения сорных примесей вдоль дуги сетчатой поверхности при очистке линта.....	50
Х.Т. Ахмедходжаев, А.А. Умаров, К.И. Ортикова. Джин и линтер отрегулируемой скорости пильного цилиндра.....	54
Р.Р. Худайкулиев, Б.Р. Курамбаев, А.П. Уринов. Методика определения основных параметров рыхлителя культиватора с почвосдвигающей пластиной.....	58
А.Мамахонов. Теоретические исследования статических и динамических расчетов ролика цепной передачи с составным роликом.....	62
Д.М. Бердиев, Б.М. Сайдумаров, Р.К. Ташматов. Методика определения контактных напряжений и математическое моделирование процессов прокатки.....	69
<b>Научные сообщения</b>	
Т.Р. Рашидов, Х.А. Байбулатов, М.Ж. Бердибаев. Способы усиления внецентренно сжатых элементов увеличением площади поперечного сечения.....	76
И. Мирзаев, Э.А. Косимов. Воздействие гармонической и сейсмической волн на подземный трубопровод при разных землетрясениях.....	80
Ф.Х. Назаров. Численное исследование турбулентного течения Тейлора – Куэтта.....	84
Б.М. Мардонов, Х.Т. Ахмедходжаев, Х.Н. Шарипов, Ш.С. Тухтаев. Теоретическое изучение движения потока хлопковых семян по криволинейному контуру колосника.....	88
Д.М. Мухаммадиев, Х.А. Ахмедов, И.О. Эргашев, Т.Д. Мухаммадиев. Расчет соединений колосника и вставки.....	93
М.М. Султонов, А.А. Обидов, О.Т. Маматкулов. Определений и анализ физико-механических свойств волокон, отделенных от хлопковых отходов.....	96
О.С. Норкузиев. Расчетная оценка полноты первого сбора хлопка вертикально-шпиндельными хлопкоуборочными машинами.....	99
А. Абдусаттаров, Н.Х. Сабиров. Алгоритм расчета и исследование кинетики НДС тонкостенных стержней с учетом диаграммы циклического деформирования и повреждаемости.....	103
М.Ш. Валиев, Х.Р. Косимов. Оценки технического состояния локомотивов методом малых отклонений.....	107
М.А. Ахмедова, С.М. Бобоев. Параметры пылевого потока, образующегося в производственных цехах промышленных предприятий и удержания пыли.....	111
Р.Д. Матчанов, Б.Р. Курамбаев, Р.Р. Худайкулиев, Н.Б. Джураева, А.П. Уринов. Результаты экспериментальных исследований пневмомеханического туковысевающего аппарата к 8-рядному культиватору.....	115
Б.Ш. Собиров, Ф.М. Матмуродов. Динамическая математическая модель передачи энергосилы в гидравлических передаточных механизмах и рабочих органах.....	119
А.А. Мурадов, М. Сайидмурадов. Исследование динамики процесса кручения пряжи в пневмомеханическом прядении при использовании неподвижного вьюрка ложного кручения.....	125
У.Х. Мелибоев, Д.Х. Парпиев. Теоретическое исследование механики нити в тростильных машинах.....	128
Ф.Ф. Тураев. Изучения и анализ влияние конструкции питающего столика прядильной машины на качество пряжи.....	133
Д.М. Бердиев, Р.К. Ташматов. Особенности структурных превращений нетрадиционной термической обработки стали.....	136
Н.З. Саатова. Прогнозирование остаточного ресурса железобетонных пролетных строений (по прогибу) по результатам технической диагностики.....	140
Н.А. Махмудова. Особенности штамповки на молотах труднодеформируемых сталей и сплавов.....	142
<b>Хроника</b>	
Доктору технических наук, профессору Косимову Эркину Умаралиевичу – 85 лет.....	147
Ученые-механики Узбекистана.....	148
Т.Р. Рашидов, У.З. Шермухамедов. Сейсмостойкость транспортных сооружений. Учебник.....	155

Сдано в набор 01.12.2020. Подписано в печать 24.12.2020.  
Формат 60×84 1/8. Гарнитура Times New Roman. Ризография.  
Усл.-печ. л. 18.13. Уч.-изд. л. 12.18. Тираж 100. Заказ № 646.  
Цена договорная.

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