

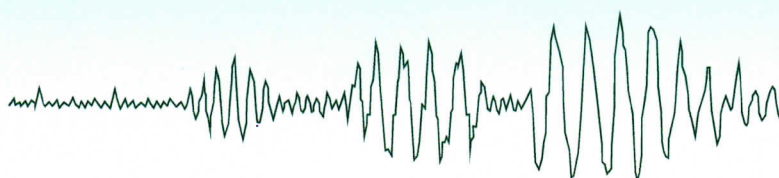
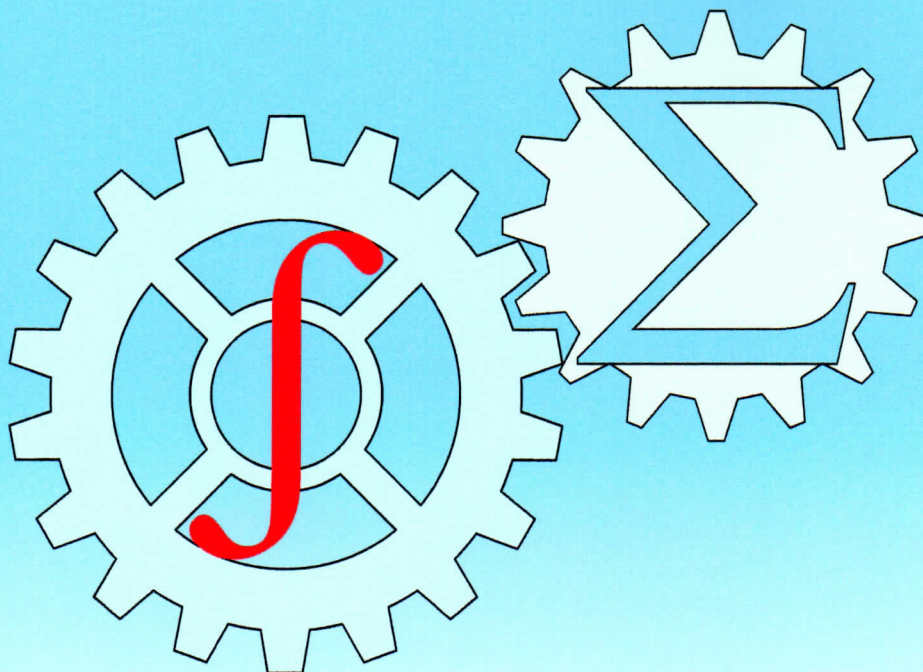


Институт механики и сейсмостойкости сооружений
Mechanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti



ISSN: 2010-7250
Published from 1992

МЕХАНИКА МУАММОЛАРИ ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ PROBLEMS OF MECHANICS



2025
Volume 34
No:1

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
MUAMMOLARI

O‘ZBEKISTON
JURNALI

1

2025

УЗБЕКСКИЙ
ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ
МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

Ташкент – 2025

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор – докт. физ.-мат. наук, проф. К.С. СУЛТАНОВ
Заместитель главного редактора – докт. физ.-мат. наук Р.А. АБИРОВ
Заместитель главного редактора – PhD Н.А. НИШОНОВ
Ответственный секретарь – PhD М.М. ХАМДАМОВ

Абдикаримов Р.А. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Мирсаидов М. д.т.н., проф., акад. АН РУз (Ташкент)
Абдусаттаров А. д.т.н., проф. (Ташкент)	Мухаммадиев Д.М. д.т.н., проф. (Ташкент)
Азимов Д. д.т.н., проф. (США)	Панахов Г.М. д.т.н., проф., член.-корр. НАНА (Баку)
Алдошин Н.В. д.т.н., проф. (Москва)	Паровик Р. д.ф.-м.н. (Петропавловск-Камчатский)
Алимухамедов Ш.П. д.т.н., проф. (Ташкент)	Ризаев А.А. д.т.н., проф. (Ташкент)
Ахмедов А.Б. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Сагдиев Х.С. к.т.н. (Ташкент)
Бахадиров Г.А. д.т.н., проф. (Ташкент)	Сирождидинов З. д.т.н., проф. (Самарканд)
Быковцев А.С. д.ф.-м.н., проф. (США)	Старовойтов Э.И. д.ф.-м.н. (Гомель, Беларусь)
Ватин Н.И. д.т.н., проф. (Санкт-Петербург)	Тохилов Ш.М. к.ф.-м.н. (США)
Дусматов О.М. д.ф.-м.н., проф. (Самарканд)	Тухтакузиёв А.Т. д.т.н., проф. (Ташкент)
Зубарев А.Ю. д.ф.-м.н., проф. (Екатеринбург)	Юлдашев Ш.С. д.т.н., проф. (Наманган)
Исмоилова С.И. д.т.н., проф. (Ташкент)	Худайкулиев Р.Р. к.т.н. (Ташкент)
Казанцев С.П. д.т.н., проф. (Москва)	Хужаев И.К. д.т.н., проф. (Ташкент)
Кузнецов С.В. д.ф.-м.н., проф. (Москва)	Хужаёров Б.Х. д.ф.-м.н., проф. (Самарканд)
Маликов З.М. д.т.н., проф. (Ташкент)	Хусанов Б.Э. д.т.н. (Ташкент)
Мамасаидов М.Т. д.т.н., проф., акад. НАН КР (Ош)	Шардаков И.Н. д.ф.-м.н., проф. (Пермь)
Мардонов Б.М. д.ф.-м.н., проф. (Ташкент)	Эргашов М. д.т.н., проф. (Ташкент)
Матвеев В.П. д.т.н., проф., акад. РАН (Пермь)	Ювмитов А.С. д.т.н., с.н.с. (Ташкент)

Адрес редакции:

*100125, Ташкент, Академгородок, Дурмон йули, 40.
Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз*

Телефон: +99855 520-02-45

+99855 520-04-46

E-mail: instmechofficial@gmail.com

Технический редактор: Михайлова В.В.

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

Номер одобрен на заседании редакционной коллегии журнала 11.03.2025

Сдано в набор 23.03.2025. Подписано в печать 30.03.2025.

Формат 60×84 ¹/₈. Гарнитура Times New Roman. Ризография.

Усл.- печ. л. 6.5. Уч.-изд. л. 6.82. Тираж 130.

Цена договорная.

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

КОЛЕБАНИЯ ДВУХПРОЛЕТНЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ МОСТОВ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПОДВИЖНОЙ НАГРУЗКИ

Мардонов Б.М., Нишонов Н.А., Бердibaев М.Ж., Ботабаев Н.И.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: mars.berdibaev@mail.ru

Аннотация. В статье рассмотрены поперечные колебания двухпролетного автодорожного железобетонного моста под действием подвижных грузов. Опорная часть моста, расположенная между опорой и пролетным строением моста, задается по закону Винклера. Принято, что деформация конструкции не выходит за предел упругости и колебания носят линейный характер. Задача решена аналитическим методом Фурье. Установлены закономерности распределения прогибов пролетного строения и продольного напряжения по длине пролетного строения для различных моментов времени.

Ключевые слова: двухпролетный мост, пролетное строение, колебания, напряжение, прогиб, подвижный груз, опора, коэффициент жесткости.

Введение. Важнейшей особенностью дорожной отрасли является ее высокое социальное и экономическое значение. От эффективного функционирования этой системы зависят качество жизни всех слоев населения и развитие экономики в целом. Хорошая и эффективная транспортная структура является одной из важных систем сетевого взаимодействия для любой страны. Мосты являются важными компонентами транспортных систем [1].

Различные транспортные сооружения, в том числе мостовые, имеют большое значение во всем мире для расширения сети магистральных дорог, увеличения объемов пассажирских и грузовых перевозок и развития инфраструктуры крупных городов. Мостовые конструкции, являясь одним из видов строительных объектов, обладают определенными потребительскими свойствами, которые определяют их назначение и качество [2].

В настоящее время изучение и анализ колебательных процессов транспортных сооружений под действием подвижной нагрузки приобретает еще более важное значение. Это связано с ростом скоростей движения, с непрерывным возрастанием доли многоосных и тяжелогруженных автомобилей в общем транспортном потоке. К тому же, с каждым годом у большего числа транспортных сооружений в процессе эксплуатации появляются дефекты и повреждения из-за повышенного динамического воздействия со стороны автотранспорта ненадлежащей эксплуатации, которые даже при кратковременном и тем более длительном воздействии меняют характер колебаний сооружений и могут повлиять на долговечность сооружения. Изучение динамического воздействия транспортных средств особенно важно для автодорожных мостов, обладающих повышенной деформативностью. В этой ситуации силы инерции движущегося по мосту автомобиля становятся существенными и начинают влиять на общий колебательный процесс.

Характерной особенностью эксплуатации транспортного сооружения является нестационарное динамическое воздействие. Увеличение грузоподъемности транспортных средств приводит к возникновению новых качественных и количественных особенностей и эффектов динамического воздействия, которые ранее не проявлялись или были незначительными. Для изучения особенностей динамического воздействия подвижной нагрузки на мостовые сооружения в современных условиях существующих подходов становится недостаточно, а методы динамического расчета требуют совершенствования и развития. Все это подтверждает важность и актуальность решения проблемы исследования изменения динамических реакций транспортных сооружений на подвижную нагрузку [3-14].

Методы. Рассмотрим двухпролётный железобетонный автодорожный мост (рис.1). Проанализируем колебания пролётного строения под воздействием подвижной нагрузки, движущейся с постоянной скоростью (рис.2).



Рис.1. Общий вид двухпролётного железобетонного моста

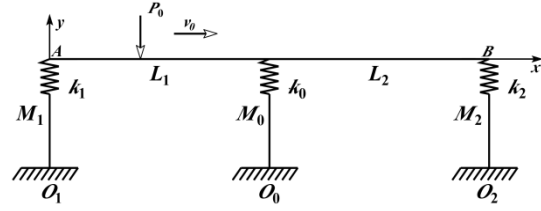


Рис.2. Схема расчета подвижной нагрузки, сосредоточенной по мосту

Рассмотрим случай, когда на пролетное строение действует подвижная нагрузка в виде дельта-функции Дирака $P_0\delta(v_0t-x)$ (v_0 – скорость движения подвижной нагрузки, P_0 – сосредоточенная подвижная нагрузка). Установим начало координат в точке A и направим ось x вдоль нейтральной оси балки, а ось y перпендикулярно к ней (рис.2).

Прогибы пролетного строения $W_i(x,t)$ ($i=1,2$) удовлетворяют уравнениям

$$m_1 \frac{\partial^2 W_1}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^4 W_1}{\partial x^4} = P_0 \delta(v_0t - x) \text{ при } 0 < x < L \quad (1)$$

$$m_2 \frac{\partial^2 W_2}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^4 W_2}{\partial x^4} = P_0 \delta(v_0t - x) \text{ при } L < x < 2L \quad (2)$$

и нулевым начальным и граничным условиям.

Левый конец первой и правый конец второй балки упруго защемлены к опорам через соответствующие массы M_0 и M_2

$$\frac{\partial W_1}{\partial x} = 0, \quad M_1 \frac{\partial^2 W_1}{\partial t^2} = EJ \frac{\partial^3 W_1}{\partial x^3} - k_1 W_1 \text{ при } x=0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial x} = 0, \quad M_2 \frac{\partial^2 W_2}{\partial t^2} = -EJ \frac{\partial^3 W_2}{\partial x^3} - k_2 W_2 \text{ при } x=2L. \quad (4)$$

Правый конец первой и левый конец второй балки закреплены к средней опоре через упругий элемент массой M_1

$$W_1 = W_2 = W_0, \quad \frac{\partial W_2}{\partial x} = 0, \quad M_0 \frac{\partial^2 W_0}{\partial t^2} = -EJ \frac{\partial^3 W_1}{\partial x^3} + EJ \frac{\partial^3 W_2}{\partial x^3} - k_0 W_0 \text{ при } x=L, \quad (5)$$

где m_1 и m_2 – погонные массы пролетных строений, W_0 – перемещение средней опоры, M_0 , M_1 и M_2 – массы соответственно левой, средней и правой опор, k_1 , k_2 , и k_0 – коэффициенты жесткости левой, правой и средней опорных частей, E – модуль Юнга, J – момент инерции сечения, L – длина пролетного строения.

При этом все защемленные к опорам массы совершают только вертикальное движение.

Рассмотрены случаи граничных условий (4) – (5), соответствующие случаям, когда опоры мостов закреплены с пролетными строениями через опорные части по закону Винклера.

Колебания пролетных строений зависят от средней опоры и подвижной нагрузки. Колебания первого пролетного строения в интервале $0 \leq t \leq L/v_0$, в основном, зависят от скорости подвижной нагрузки и величины передаваемой на балку нагрузки. Колебание второго пролетного строения в указанном интервале времени происходит только за счет перемещения средней опоры, а подвижная нагрузка на нее практически не влияет.

Если перемещение опоры принять в виде суммы $W_0 = W_{01} + W_{02}$, где W_{01} – перемещение первого пролетного строения; W_{02} – перемещение второго пролетного строения, то условие $W_{02} \ll W_{01}$ выполняется в интервале времени $0 < t < L/v_0$. Таким образом, задачу колебания второго пролетного строения можно поставить и решить при заданном перемещении опоры $W_{01}(t)$.

Устанавливая начало координат на среднюю опору, уравнение (2) для интервала времени $0 < t < L/v_0$ приведем к виду

$$m_2 \frac{\partial^2 W_2}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^4 W_2}{\partial x^4} = 0 \quad (6)$$

Принимая во внимание граничное условие (3), функцию $W_2(x, t)$ представим в виде

$$W_2 = W_{01} a_0(x) + \bar{W}_2(x, t),$$

где

$$a_0 = (-2\xi^5 + 5\xi^4 - 5\xi^2 + 2)/2, \quad (\xi = x/L)$$

Функция $\bar{W}_2(x, t)$ удовлетворяет следующим граничным условиям.

$$\frac{\partial \bar{W}_2}{\partial x} = 0, \quad m_0 \frac{\partial^2 \bar{W}_2}{\partial t^2} = EJ \frac{\partial^3 \bar{W}_2}{\partial x} - k_0 \bar{W}_2 = 0, \quad \text{при } x=0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial \bar{W}_2}{\partial x} = 0, \quad m_2 \frac{\partial^2 \bar{W}_2}{\partial t^2} = EJ \frac{\partial^3 \bar{W}_2}{\partial x} - k_2 \bar{W}_2 = 0 \quad \text{при } x=L \quad (8)$$

Уравнение (6) принимает вид:

$$m_2 \frac{\partial^2 \bar{W}_2}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^4 \bar{W}_2}{\partial x^4} = -m_2 a_0(x) \ddot{W}_{01} - EJ a_0^{IV}(x) W_{01}(t) \quad (9)$$

Представим решение уравнения (9), удовлетворяющее условиям (7) и (8), в виде ряда Фурье.

$$\bar{W}_2 = \sum_{i=1}^{\infty} \varphi_i(x) T_{2i}(t) \quad (10)$$

Подставив выражение (10) в уравнение (9), получим

$$\sum_{n=1}^{\infty} [\ddot{T}_{2n}(\tau) + \omega_n^2 T_{2n}(\tau)] \varphi_n(\xi) = a_0(\xi) \ddot{W}_{01}(\tau) - \gamma a_0^{IV}(\xi) W_{01}(\tau), \quad (11)$$

где $\tau = v_0 t / L$, $\gamma = EJ / m v_0^2 L^2$.

Используя условие ортогональности функций $\varphi_n(\xi)$, составим уравнение для определения функций $T_{2n}(\tau)$ из (11)

$$\ddot{T}_{2n}(\tau) + \omega_n^2 T_{2n}(\tau) = F(\tau), \quad (12)$$

где $F_n(\tau) = F_{1n}(\tau) + F_{2n}(\tau)$,

$$F_{1n} = W_{01}(\tau) \left\{ \int_0^1 a_0^{IV}(\xi) \varphi_n(\xi) d\xi + \gamma [a_0 \varphi_n(0) a_0^{IV}(0) + a_2 \varphi_n(1) a_0^{IV}(1)] \right\} / \|\varphi_n(\xi)\|$$

$$F_{2n} = \ddot{W}_{01}(\tau) \left\{ \int_0^1 a_0(\xi) \varphi_n(\xi) d\xi + a_0 \varphi_n(0) a_0(0) + a_2 \varphi_n(1) a_0(1) \right\} / \|\varphi_n(\xi)\|.$$

Решение уравнения (12) при нулевом начальном условии будет следующим

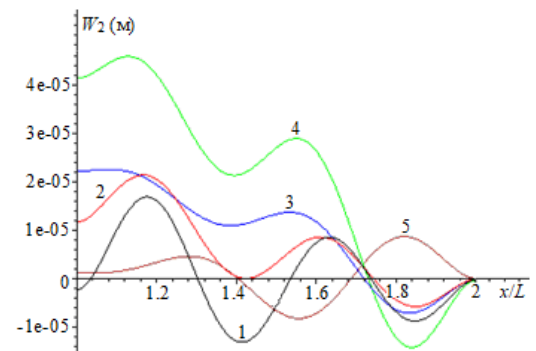
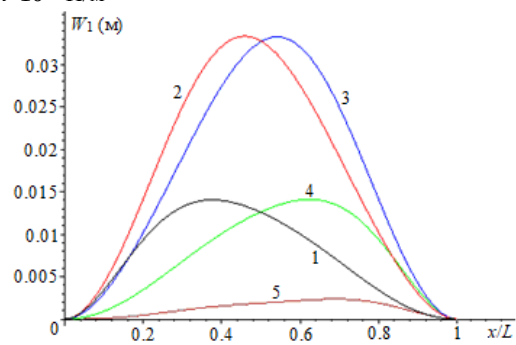
$$T_{2n} = \frac{1}{\omega_n} \int_0^{\tau} F_n(z) \sin[\omega_n(\tau - z)] dz \quad (13)$$

Таким образом, прогибы моста во втором пролетном строении под действием движущейся нагрузки могут быть выражены в интервале времени $0 < t < L/v_0$ по следующей формуле

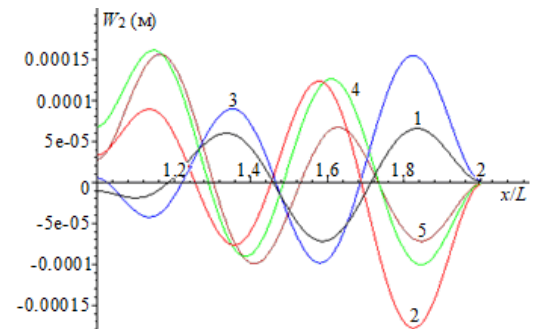
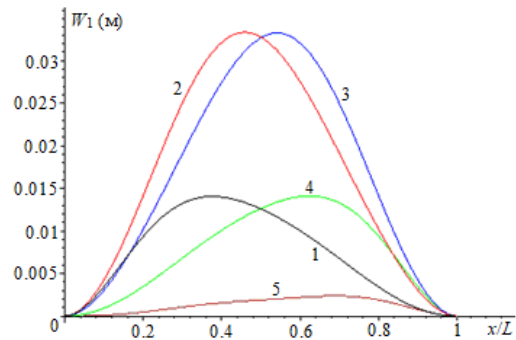
$$W = W_{01} a_0(\xi) + \sum_{i=1}^{\infty} \varphi_i(\xi) T_{2i}(\tau). \quad (14)$$

Результаты и обсуждение. На рис. 3-6 представлены графики распределений прогибов $W_i(\xi, \tau)$ (а) и продольных напряжений $\sigma_i(\xi, \tau)$ (б) по длине $\xi = x/L$ пролетного строения при различных значениях безразмерного времени $\tau = v_0 t / L$ ($i=1, 2$). В расчетах принято: $E=3.45 \cdot 10^4$ МПа, $J=0.023$ м⁴, $L=24$ м, $v_0=30$ км/ч, $P_0=400$ кН, $m=1517$ кг, $M_1=M_2=M_0=5000$ кг.

а) $k=10^{10}$ Н/м



б) $k=10^9$ Н/м



в) $k=5 \cdot 10^7$ Н/м

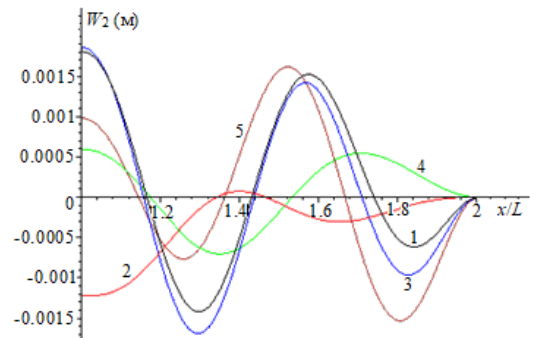
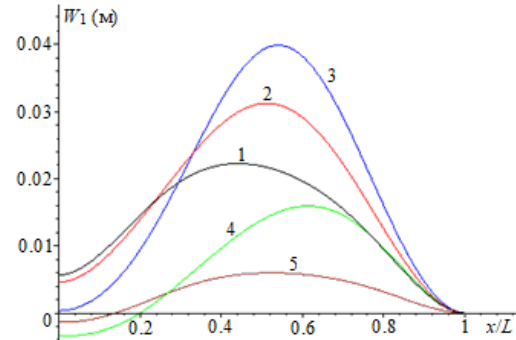
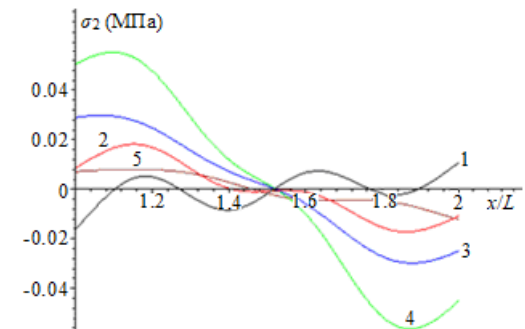
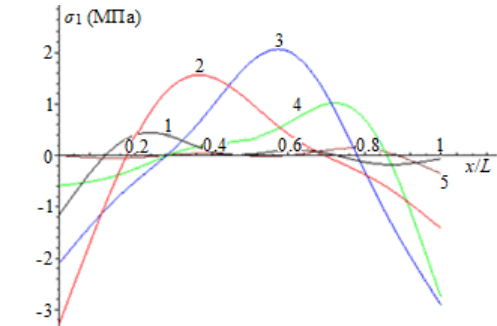


Рис.3. Распределение прогибов $W_1(\xi, \tau)$ и $W_2(\xi, \tau)$ пролетного строения по длине для $k_0=10^{10}$ (Н/м) при различных значениях безразмерного времени τ : 1) $\tau=0.2$, 2) $\tau=0.3$, 3) $\tau=0.6$, 4) $\tau=0.8$, 5) $\tau=0.98$

а) $k=10^{10}$ Н/м



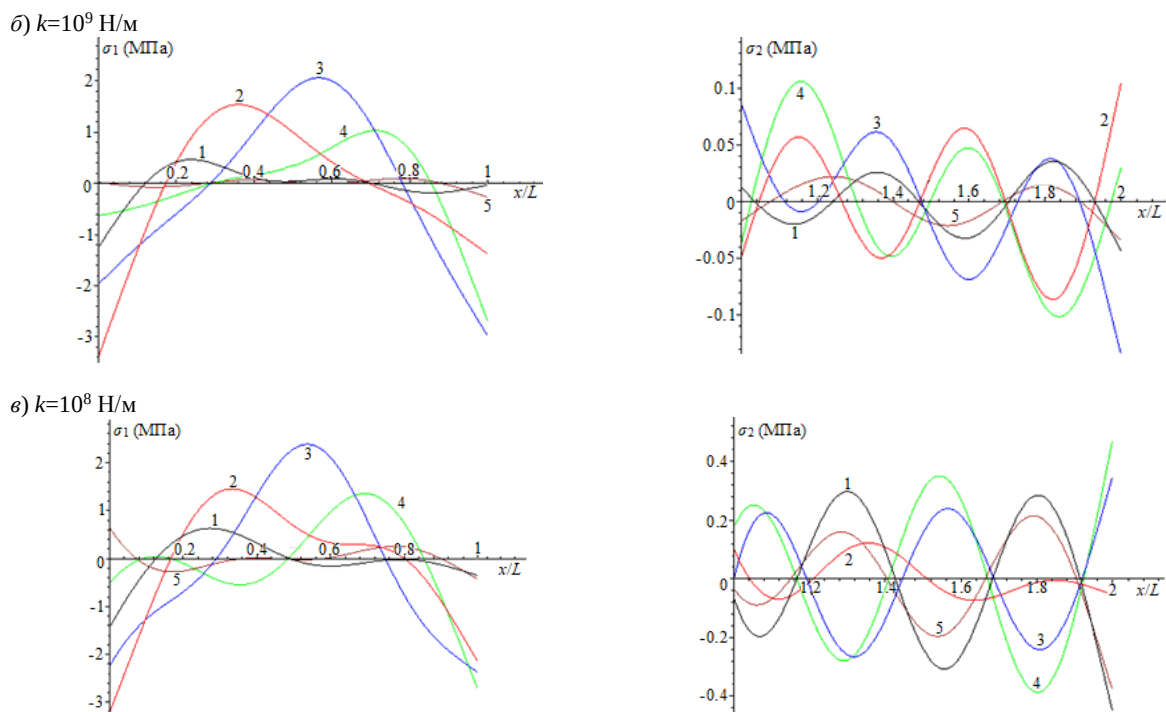
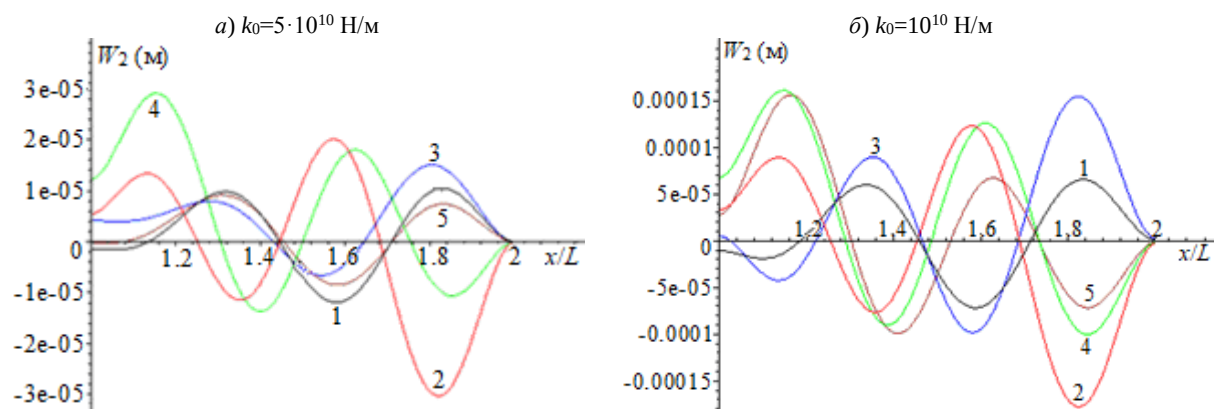


Рис.4. Распределение напряжений $\sigma_1(\xi, \tau)$ и $\sigma_2(\xi, \tau)$ пролетного строения по длине для $k_0=10^{10}$ (Н/м) при различных значениях безразмерного времени τ : 1) $\tau=0.2$, 2) $\tau=0.3$, 3) $\tau=0.6$, 4) $\tau=0.8$, 5) $\tau=0.98$

При значении коэффициента жесткости опорных частей $k=10^{10}$ Н/м, наблюдалось, что при воздействии сосредоточенной подвижной нагрузки на середину первого пролетного строения прогиб достигает максимального значения, равного $W_2=3$ см (рис.3,а), а напряжение $\sigma_2=2$ МПа (рис.4,а). Аналогично, при значении коэффициента жесткости опорных частей $k=5 \cdot 10^7$ Н/м, прогиб второго пролетного строения достигает максимального значения, равного $W_2=4$ см (рис.3,в). При коэффициенте жесткости опорных частей $k=10^8$ Н/м, максимальное напряжение второго пролетного строения достигает $\sigma_2=2.5$ МПа (рис.4,в).

Из анализа графиков следует, что уменьшение коэффициента жесткости приводит к увеличению значений прогиба и нормального напряжения в поперечных сечениях пролетного строения.



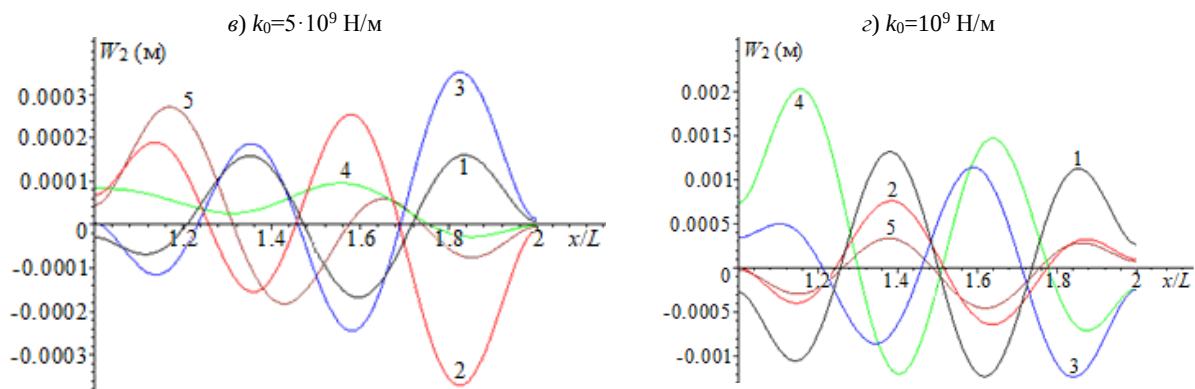


Рис.5. Распределение прогибов $W_2(\xi, \tau)$ пролетного строения по длине для $k_0=10^{10}$ (Н/м) при различных значениях безразмерного времени τ : 1) $\tau=0.2$, 2) $\tau=0.3$, 3) $\tau=0.6$, 4) $\tau=0.8$, 5) $\tau=0.98$

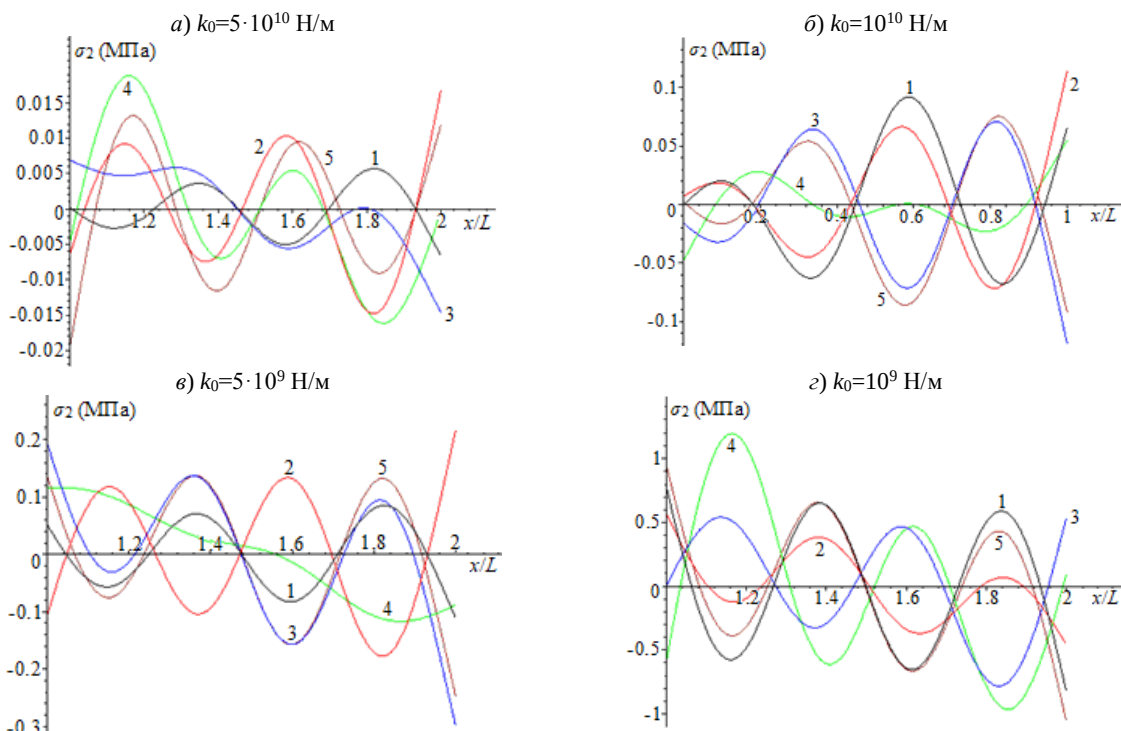


Рис.6. Распределение напряжений $\sigma_2(\xi, \tau)$ пролетного строения по длине для $k_0=10^{10}$ (Н/м) при различных значениях безразмерного времени τ : 1) $\tau=0.2$, 2) $\tau=0.3$, 3) $\tau=0.6$, 4) $\tau=0.8$, 5) $\tau=0.98$

На рис. 5 и 6 представлены кривые изменения прогибов W_2 и напряжение σ_2 по длине строения. Видно, что при значении коэффициента жесткости средней опорной части $k_0=5 \cdot 10^{10}$ Н/м при воздействии сосредоточенной подвижной нагрузки на середину первого пролетного строения, прогиб второго пролета достигает максимального значения, равного $W_2=3 \cdot 10^{-3}$ см (рис.5,а), а напряжение $\sigma_2=0.02$ МПа (рис. 6,а).

Аналогично при значении коэффициента жесткости средней опорной части $k_0=10^9$ Н/м, прогиб второго пролетного строения достигает максимального значения, равного $W_2=0.2$ см (рис. 5,з), а напряжение $\sigma_2=1.5$ МПа (рис.6,з).

Заключение. Методом Фурье получено аналитическое решение задачи и численно проанализирована динамика конструкции при воздействии подвижной нагрузки с учетом взаимодействия опорной части моста с грунтом. Действие подвижных грузов на пролетное строение приводит к возникновению максимальных продольных усилий в начальных, средних и концевых сечениях каждого пролетного строения в момент прохождения нагрузки через эти сечения. После завершения действия подвижных грузов законы распределения

напряжений по длине пролетного строения практически не зависят от времени. Рост коэффициента жесткости опорной части по-разному влияет на характер распределения напряжения по длине пролетного строения. Так, при высоких значениях коэффициента k_0 закон распределения напряжения по длине пролетного строения незначительно зависит от времени. При этом рост значения этого коэффициента приводит к уменьшению напряжений и прогибов в сечениях пролетного строения. Это обстоятельство указывает на необходимость учета характера защемления концевых сечений балки с опорной частью через упругие элементы при проведении расчетов пролетного строения на действие подвижных нагрузок.

Исследования выполнены по бюджетному финансированию Института механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева АН РУз.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Bhruguli Gandhi, Shah Dr. B.J.* Performance Based Seismic Design of Reinforced Concrete Bridges. International // Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). Vol. 1. 2012 Issue 5. July.
- [2] *Мардонов Б.М., Нишонов Н.А., Бердибаев М.Ж.* Расчет двухпролетного автодорожного балочного моста на воздействие сейсмической волны // Проблемы механики. 2021, №4. С.3-12.
- [3] *Гриднев С.Ю.* Развитие теории динамического расчета автодорожных мостов на подвижную нагрузку: Дис.... канд.техн.наук. Воронеж. 2013. –370 с.
- [4] *Сергеев А.А.* Методика экспериментальной оценки динамических воздействий подвижной нагрузки на пролетные строения автодорожных мостов: Дис.... канд.техн.наук. Москва. 2007. –197 с.
- [5] *Айдаралиев А.Е.* Регулирование усилий в балках при динамических воздействиях с изменением геометрической схемы расчета сооружений (на примере балочного моста): Автореф. дис.... канд.техн.наук. Бишкек. 2011. –34 с.
- [6] *Соломенцев М.Е.* Методика динамической диагностики типовых балочных железобетонных пролетных строений автодорожных мостов: Дис.... канд.техн.наук. Москва, 2011. –143 с.
- [7] *Хазанов М.Л.* Оценка влияния резонансных явлений от подвижной нагрузки на пролетные строения мостовых конструкций / Исследование мостовых и тоннельных сооружений: Сборник научных трудов МАДИ (ГТУ), 2006.
- [8] *Мардонов Б.М., Бекмурзаев Д.А., Нишонов Н.А., Бердибаев М.Ж., Ботабаев Н.И.* Колебания балки железобетонных мостов, взаимодействующих с грунтовыми опорами при действии подвижных сверхнормативных грузов // Проблемы механики. 2023, №2. С.56-63.
- [9] *Berdibaev Mars., Mardonov Batir., Nishonov Nematilla., Rakhimjonov Ziyovuddin.* Beam vibration due to the movement of overweight cargoes on reinforced concrete bridges at different ground conditions / E3S Web of Conferences 401, 01075 / CONMECHYDRO – 2023. URL: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202340101075>.
- [10] *Картопольцев А.В.* Совершенствование метода оценки динамических характеристик пролетных строений балочных автодорожных мостов: Дис.... канд.техн.наук. Томск. 1998. –153 с.
- [11] *Murat Reis, Yaşar Pala, Gültekin Karadere.* Dynamic analysis of a bridge supported with many vertical supports under moving load // The Baltic Journal of Road and Bridge Engineering. 2008. No. 3(1): 14 – 20.
- [12] *Mardani E.* The analysis of a beam under moving loads // IJE Transactions B: Applications. 2011. Vol. 24 No. 3.
- [13] *Ruilan Tian, Xinwei Yang, Qin Zhang, and Xiuying Guo.* Vibration reduction in beam bridge under moving loads using nonlinear smooth and discontinuous oscillator // Advances in Mechanical Engineering. 2016. Vol. 8(6). No. 1-12.
- [14] *Volkan Kahya.* Dynamic analysis of pre-stressed elastic beams under moving mass using different beam models // Challenge Journal of Structural Mechanics. 2015. No.1 (3), pp. 106-116.

Дата поступления
17.02.2025

Мардонов Б.М., Нишонов Н.А., Бердибаев М.Ж., Ботабаев Н.И. Ҳаракатланувчи юк таъсирида икки оралиқли темирбетон кўприкларнинг тебранишлари.

Аннотация. Мақолада ҳаракатланувчи юклар таъсирида икки оралиқли темирбетон кўприкнинг кўндаланг тебранишлари кўриб чиқилган. Винклер қонуни асосида кўприк таянч қисмининг оралиқ қурилма ва таянч билан ўзаро таъсирини тадқиқ қилинди. Конструкциянинг деформацияси эластиклик чегарадан ошмайди ва тебранишлар чизиқли характерга эга бўлиш шарти қабул қилинган. Масала аналитик Фурье усули билан ечилган. Турли вақт моментлари учун тўсиннинг узунлиги бўйлаб салқилик ва кучланишларининг тақсимланиш қонуниятлари ўрганилган.

Калим сўзлар: икки оралиқли темирбетон кўприк, оралиқ қурилма, тебраниш, кучланиш, салқилик, ҳаракатланувчи юк, таянч, бикрлик коэффициент.

Mardonov B.M., Nishonov N.A., Berdibaev M.J., Botabaev N.I. Vibrations of double-span reinforced concrete bridges under the action of a moving load

Abstract. The article considers transverse vibrations of a double-span reinforced bridge under moving loads. The pile part of the beam immersed in the ground interacts with the surrounding soil by Winkler's law. It is accepted that the deformation of the structure does not go beyond the elastic limit and oscillations are linear. The problem is solved by the analytical Fourier method. The patterns of distribution of beam deflections and longitudinal stress along the length of the beam for different time points are established.

Keywords: double-span reinforced concrete bridge, superstructure, vibration, stress, deflection, moving loads, support, stiffness coefficient.

СЭНДВИЧ-ПЛАСТИНА ПОД ДЕЙСТВИЕМ РЕЗОНАНСНОЙ КРУГОВОЙ НАГРУЗКИ В ТЕМПЕРАТУРНОМ ПОЛЕ

¹Старовойтов Э.И., ¹Леоненко Д.В., ²Абдусаттаров А.

¹Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель, Беларусь

²Ташкентский государственный транспортный университет, г. Ташкент, Узбекистан

E-mail: edstar0@yandex.by

Аннотация. Исследованы резонансные колебания круговой трехслойной сэндвич-пластины под действием локальной круговой нагрузки. Учтено влияние температуры окружающей среды на упругие параметры материалов слоев симметричной по толщине пластины. Несущие слои предполагаются тонкими, высокопрочными, деформирование которых подчиняется гипотезам Кирхгофа. В отношении толстого заполнителя выполняется гипотеза Тимошенко. Вывод дифференциальных уравнений поперечных колебаний пластины проведен вариационным методом. Решение получено с помощью разложения искомых перемещений в ряд по системе собственных ортонормированных функций. Приведены расчетные формулы для перемещений и результаты численного анализа зависимости частот собственных колебаний и прогиба пластины от температуры и радиуса силового круга.

Ключевые слова: трехслойная сэндвич-пластина, температура, круговая резонансная нагрузка.

Введение. Современные требования машиностроительного комплекса к прочности и надежности конструкций, работающих в условиях воздействия совместных динамических и температурных нагрузок, обуславливают применение композитных материалов. Описание их напряженно-деформированного состояния при динамических нагрузках с учетом температуры окружающей среды является в настоящее время одной из наиболее актуальных проблем. Разработке соответствующих математических моделей посвящен многочисленный ряд публикаций. Рассмотрим следующие из них.

Монографии [1-4] посвящены разработке расчетных моделей статического и динамического деформирования слоистых конструкций при воздействии различных физико-механических полей. Предлагаются подходы к выбору кинематических гипотез, постановке и методике решения задач статики и динамики, отмечаются особенности, возникающие при тепловых воздействиях. В монографии [5] проведен анализ термических напряжений в композитных балках, пластинах и оболочках. Рассматриваются статические и динамические реакции связанных и несвязанных термоупругих задач, термическая потеря устойчивости и эффекты при флаттере панелей. В обзорной работе [6] изложены суть асимптотического метода решения сингулярно возмущенных дифференциальных уравнений и методика применения этого метода для решения статических и динамических краевых задач тонких тел (балки, пластины, оболочки). Рассмотрены как классические, так и неклассические краевые задачи, более общие результаты проиллюстрированы решениями конкретных задач.

В статьях [7-10] описаны свободные и вынужденные колебания слоистых и трехслойных цилиндрических оболочек. Исследован спектр частот, рассмотрены локальные и резонансные нагрузки. Нестационарные нагружения тонкостенных элементов конструкций исследованы в работах [11-13]. Моногармоническое акустическое воздействие на слоистую пластину и моделирование динамической реакции пластины, армированной углеродным волокном, при резонансных колебаниях исследовано в публикациях [14, 15].

В статьях [16-18] анализируются характеристики динамических процессов в трехслойных и пятислойных пластинах. Публикации [19-22] посвящены колебаниям и изгибу трехслойных пластин, связанных с упругим основанием [23-25]. В работах [26-28] исследуются гидроупругие колебания трехслойных пластин, взаимодействующих с основанием Винклера и слоем вязкой жидкости. В публикациях [29-33] исследовано влияние температурного поля на напряженно-деформированное состояние трехслойных пластин и стержней при изгибе. Знакопеременное нагружение упругопластических трехслойных стержней и пластин рассматривалось в работах [34-36].

Цель, задачи и методика расчета. Из краткого обзора следует, что в данном направлении целью являются разработка моделей динамического деформирования трёхслойных упругих пластин на основе ряда гипотез и вариационных принципов, вывод систем дифференциальных уравнений колебаний в перемещениях при локальном круговом нагружении и учете температуры окружающей среды. Для аналитического решения задачи предполагается применение метода разложения в ряд по системе собственных ортонормированных функций. Далее рассмотрена постановка и предложено аналитическое решение задачи о резонансных колебаниях трехслойной упругой сэндвич-пластины круглой формы под действием локальной круговой нагрузки в стационарном температурном поле.

Постановка начально-краевой задачи проводится в цилиндрической системе координат, связанной со срединной плоскостью заполнителя (рис. 1). Для тонких несущих слоев с одинаковыми толщинами $h_1=h_2=h$ справедливы гипотезы Кирхгофа, т.е. нормаль после приложения нагрузки остается прямолинейной, не изменяет своей длины и перпендикулярности к деформированной срединной поверхности. В легком относительно толстом заполнителе ($h_3 = 2c$) принимается гипотеза Тимошенко о том, что нормаль к срединной поверхности заполнителя после приложения нагрузки также прямолинейна, несжимаема, но поворачивается на некоторый дополнительный угол $\psi(r, t)$.

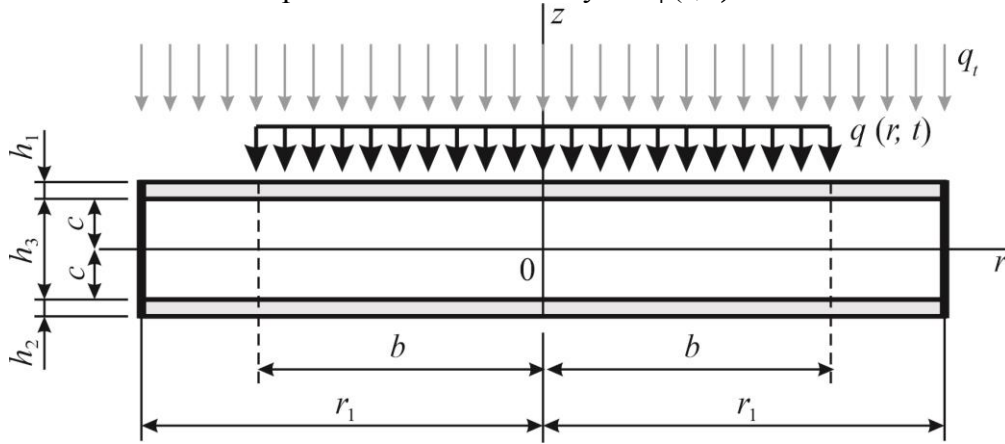


Рис. 1. Схема нагружения трехслойной пластины круговой нагрузкой

Для связи напряжений и деформаций в слоях используется закон Гука в девиаторно-сферовой форме, с учетом температуры:

$$\begin{aligned} s_{\alpha}^{(k)} &= 2G_k \varepsilon_{\alpha}^{(k)}, \quad \sigma^{(k)} = 3K_k (\varepsilon^{(k)} - \alpha_{0k} T) \quad (\alpha = r, \varphi), \\ s_{rz}^{(3)} &= 2G_k \varepsilon_{rz}^{(3)}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $s_{\alpha}^{(k)}, s_{rz}^{(3)}, (\varepsilon_{\alpha}^{(k)}, \varepsilon_{rz}^{(3)})$ – девиаторы тензоров напряжений (деформаций); $\sigma^{(k)}, (\varepsilon^{(k)})$ – среднее напряжение (деформация); $G_k(T), K_k(T)$ – термозависимые модули сдвига и объемного деформирования, причем совпадающие в несущих слоях $G_1 = G_2 = G, K_1 = K_2 = K$; α_{0k} – коэффициент линейного температурного расширения материалов слоев.

На пластину в начальный момент падает тепловой поток интенсивностью q_t и гармоническая силовая нагрузка, равномерно распределенная по внешней поверхности верхнего слоя внутри круга $0 \leq r \leq b$:

$$q(r, t) = q_0 H_0(b-r) (D \cos(\omega_k t) + E \sin(\omega_k t)), \quad (2)$$

где $q_0 = \text{const}$, ω_k – интенсивность и частота нагрузки, которая совпадает с одной из собственных частот пластины $\omega_k = \omega_n$; $H_0(r)$ – функция Хэвисайда; D, E – параметры нагрузки.

Общая система уравнений собственных колебаний трехслойной круговой пластины, несимметричной по толщине, без учета воздействия температурного поля приведена в [1]. Для сэндвич-пластины в этой системе из трех дифференциальных уравнений остаются только два. В правой части второго из них появится резонансная нагрузка (2):

$$L_2(a_4\psi - a_5w_{,r}) = 0,$$

$$L_3(a_5\psi - a_6w_{,r}) - M_0\ddot{w} = q_0H_0(b-r)(D\cos(\omega_k t) + E\sin(\omega_k t)), \quad (3)$$

где $w(r, t)$, $\psi(r, t)$ – искомые прогиб и относительный сдвиг; $M_0\ddot{w}$ – инерционные силы, причем $M_0 = (\rho_1 h_1 + \rho_2 h_2 + \rho_3 h_3)r_1^2$, ρ_k – плотность материала, точка сверху обозначает производную по времени; дифференцирование по координате обозначено запятой в нижнем индексе; термозависимые коэффициенты a_i и дифференциальные операторы L_2 , L_3 :

$$a_4 = c^2 \left(2hK^+ + \frac{2}{3}cK_3^+ \right), \quad a_5 = c \left[2h \left(c + \frac{1}{2}h \right) K^+ + \frac{2}{3}c^2 K_3^+ \right],$$

$$a_6 = 2h \left(c^2 + ch + \frac{1}{3}h \right) K^+ + \frac{2}{3}c^3 K_3^+, \quad K_k^+ = K_k + \frac{4}{3}G_k, \quad K_k^- = K_k - \frac{2}{3}G_k.$$

$$L_2(g) \equiv g_{,rr} + \frac{g_{,r}}{r} - \frac{g}{r^2}, \quad L_3(g) \equiv g_{,rrr} + \frac{2g_{,rr}}{r} - \frac{g_{,r}}{r^2} + \frac{g}{r^3}.$$

Для описания зависимости упругих характеристик материалов слоев от температуры используется формула Белла [2]:

$$\{G(T), K(T), E(T)\} = \{G(0), K(0), E(0)\} \varphi(T),$$

$$\varphi(T) = \begin{cases} 1, & 0 < T/T_m \leq 0,06, \\ 1,03(1 - T/(2T_m)), & 0,06 < T/T_m \leq 0,57, \end{cases} \quad (4)$$

где T_m – температура плавления материала.

Значения модулей упругости $G(0)$, $K(0)$, $E(0)$ определяются из эксперимента. Например, зная G_0 при некоторой начальной температуре T_0 , получим, что $G(0) = G_0/\varphi(T_0)$.

На контуре пластины предполагается наличие жесткой диафрагмы, препятствующей относительному сдвигу слоев $\psi(r_1, t) = 0$. Граничные условия при заделке контура пластины или шарнирном опирании будут соответственно

$$\psi(r_1, t) = w(r_1, t) = w_{,r}(r_1, t) = 0;$$

$$\psi(r_1, t) = w(r_1, t) = 0, \quad M_r(r_1, t) = \sum_{k=1}^3 \int_{h_k} \sigma_r^{(k)} z dz = 0, \quad (5)$$

где $\sigma_r^{(k)}$ – радиальные напряжения, M_r – обобщенный радиальный изгибающий момент

$$M_r = a_5\psi_{,r} - a_6w_{,rr} - a_{60}\frac{w_{,r}}{r_1}, \quad a_{60} = 2hK^- \left(c^2 + ch + \frac{1}{3}h^2 \right) + \frac{2}{3}c^3 K_3^-.$$

В начальный момент времени прогиб и скорость отсутствуют:

$$w(r, 0) = 0, \quad \dot{w}(r, 0) = 0. \quad (6)$$

Решение начально-краевой задачи. Система (3) после элементарных преобразований приводится к виду

$$\psi = \frac{a_5}{a_4} w_{,r} + C_3 r + \frac{C_4}{r},$$

$$L_3(w_{,r}) + M^4 \ddot{w} = q_0 H_0 (b-r) (D \cos(\omega_k t) + E \sin(\omega_k t)). \quad (7)$$

где $M^4 = \frac{a_4}{a_6 a_4 - a_5^2} M_0$.

В (7) необходимо положить константу интегрирования $C_4 = 0$, т.к. относительный сдвиг ψ ограничен в центре пластины. Подставив первое уравнение (7) в граничные условия (5), выразим оставшуюся константу через значение производной от прогиба на контуре:

$$C_3 = -\frac{a_5}{a_4 r_1} w_{,r}(r_1, t).$$

Используя это соотношение можно получить второе граничное условие для прогиба при шарнирном опирании:

$$w = 0, \quad a_6 w_{,rr} + \frac{a_{60}}{r_1} w_{,r} = 0, \quad (r = r_1). \quad (8)$$

Таким образом, искомый динамический прогиб круговой трехслойной пластины должен удовлетворять второму дифференциальному уравнению в системе (7), граничным условиям (5), (8) и начальным условиям (6).

Искомые функции и нагрузку разложим в ряд по системе собственных функций $v_n \equiv v_n(\beta_n r)$, полученных в [1]:

$$w(r, t) = \sum_{n=0}^{\infty} v_n T_n(t), \quad \psi(r, t) = \frac{a_5}{a_4} \sum_{n=0}^{\infty} v_{,r} T_n(t), \quad q(r, t) = M_0 \sum_{n=0}^{\infty} v_n q_n(t),$$

$$v_n(\beta_n r) \equiv \frac{1}{d_n} \left[J_0(\beta_n r) - \frac{J_0(\beta_n r_1)}{I_0(\beta_n r_1)} I_0(\beta_n r) \right], \quad (9)$$

где $T_n(t)$ – неизвестная функция времени; β_n – собственные числа; d_n – нормировочный коэффициент; $J_0(\beta_n r)$, $I_0(\beta_n r)$ – функции Бесселя нулевого порядка; ω_n – частота собственных колебаний; $q_n(t)$ – коэффициенты разложения нагрузки (2) в ряд

$$q_n(t) = \frac{1}{M_0} \int_0^{r_1} q(r, t) v_n r dr = D_n \cos(\omega_k t) + E_n \sin(\omega_k t), \quad \omega_n^2 = \beta_n^4 / M^4$$

$$D_n = \frac{D q_0 r_1}{M_0 d_n \beta_n} \left[J_1(\beta_n r_1) - \frac{J_0(\beta_n r_1)}{I_0(\beta_n r_1)} I_1(\beta_n r_1) \right], \quad E_n = \frac{E q_0 r_1}{M_0 d_n \beta_n} \left[J_1(\beta_n r_1) - \frac{J_0(\beta_n r_1)}{I_0(\beta_n r_1)} I_1(\beta_n r_1) \right],$$

Трансцендентное уравнение для определения собственных чисел β_n при защемленном контуре следует из первого условия (5):

$$I_1(\beta r_1) J_0(\beta r_1) + J_1(\beta r_1) I_0(\beta r_1) = 0. \quad (10)$$

При шарнирно опертом контуре аналогичное уравнение получаем из условий (8):

$$J_0(\beta r_1) \left[a_7 \left(\beta I_0(\beta r_1) - \frac{I_1(\beta r_1)}{r_1} \right) + \frac{a_8}{r_1} I_1(\beta r_1) \right] + I_0(\beta r_1) \left[a_7 \left(\beta J_0(\beta r_1) - \frac{J_1(\beta r_1)}{r_1} \right) + \frac{a_8}{r_1} J_1(\beta r_1) \right] = 0, \quad (11)$$

где коэффициенты $a_7 = a_6 - a_5^2 / a_4$, $a_8 = a_{60} + a_5^2 / a_4$.

Если во второе уравнение системы (7) подставить выражения (9) с учетом коэффициентов $q_n(t)$, то получим дифференциальное уравнение второго порядка для определения искомой функции времени $T_n(t)$. Учитывая ортонормированность системы v_n , имеем:

$$\ddot{T}_n(t) + \omega_n^2 T_n(t) = D_n \cos(\omega_k t) + E_n \sin(\omega_k t). \quad (12)$$

Решение уравнения (12) можно представить в виде

$$T_n(t) = A_n \cos(\omega_n t) + B_n \sin(\omega_n t) + y_n(t), \quad (13)$$

где $y_n(t)$ – частное решение, зависящее от частоты резонансной нагрузки ω_k ,

$$y_n(t) = \begin{cases} \frac{D_n}{\omega_n^2 - \omega_k^2} \cos(\omega_k t) + \frac{E_n}{\omega_n^2 - \omega_k^2} \sin(\omega_k t), & \text{при } n \neq k, \\ -\frac{E_k}{2\omega_k} t \cos(\omega_k t) + \frac{D_k}{2\omega_k} t \sin(\omega_k t), & \text{при } n = k. \end{cases}$$

Подставив в начальные условия выражение для прогиба (9) и функцию (13), получим константы интегрирования

$$A_n = - \begin{cases} \frac{D_n}{\omega_n^2 - \omega_k^2}, & n \neq k, \\ 0, & n = k, \end{cases} \quad B_n = - \frac{1}{\omega_n} \begin{cases} \frac{\omega_k E_n}{\omega_n^2 - \omega_k^2}, & n \neq k \\ -\frac{E_k}{2\omega_k}, & n = k \end{cases}. \quad (14)$$

Таким образом, резонансные колебания рассматриваемой пластины, учитывающие окружающую температуру, описываются выражениями (9) с функцией времени (13) и константами интегрирования (14).

Численная апробация решения проведена для круговой сэндвич-пластины единичного радиуса, слои которой набраны из материалов Д16-Т–фторопласт-4–Д16-Т ($h_1 = h_2 = 0.01$, $h_3 = 0.05$). Трансцендентные уравнения для собственных чисел (10), (11) исследованы численно. Отношение первых 15 корней, вычисленных с точностью до 0.001, приведены в табл. 1. При шарнирном опирании их значения несколько ниже, чем при защемленном контуре. Это объясняется большей жесткостью конструкции при заделке контура.

Таблица 1

Отношение собственных чисел β_n (шарнирное закрепление / заделка)			
Номер n	Собственные числа β_n	Номер n	Собственные числа β_n
0	3.141 / 3.196	8	27.950 / 28.279
1	6.203 / 6.306	9	31.069 / 31.378
2	9.293 / 9.439	10	34.191 / 34.561
3	12.392 / 12.577	11	37.314 / 37.702
4	15.497 / 15.716	12	40.439 / 40.844
5	18.605 / 18.857	13	43.565 / 43.985
6	21.717 / 21.997	14	46.692 / 47.126
7	24.832 / 25.138		

Численный анализ показал, что собственные числа практически не зависят от температуры в исследуемом диапазоне.

Изменение собственных частот пластины с заделанным контуром с ростом температуры показано на рис. 2: 1 – ω_0 ; 2 – ω_1 ; 3 – ω_2 ; 4 – ω_3 . Предполагалось, что вся пластина прогревается равномерно до заданной температуры. Нагревание пластины на 100° приводит к уменьшению частот на 3.6 %, при нагревании на 200° – к уменьшению на 7 %.

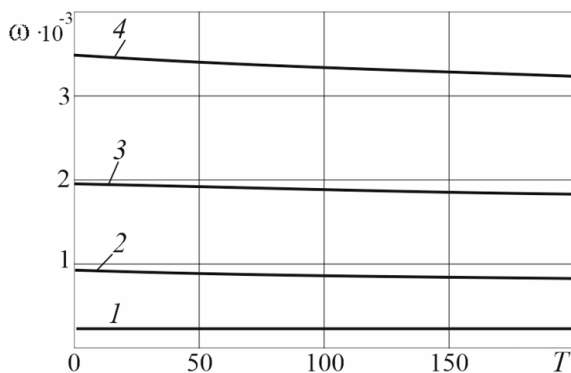


Рис. 2. Зависимость собственных частот колебаний от температуры (заделка)

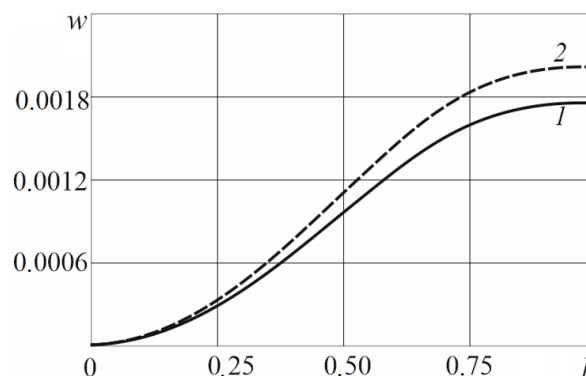


Рис. 3. Зависимость максимального прогиба пластины от радиуса пятна нагрузки (заделка, частота ω_0)

На рис. 3 показана зависимость прогиба в центре пластины от радиуса пятна резонансной по частоте ω_0 нагрузки с амплитудой интенсивности $q_0 = 10^4$ Па. Кривые рассчитаны в моменты $t_0 = \pi/\omega_0$ и соответствуют различным значениям приращения температуры: 1 – $T = 0$, 2 – $T = 200^\circ$ C. Увеличение радиуса пятна резонансной нагрузки вызывает нелинейный рост прогиба в центре пластины. Воздействие температуры приводит к увеличению максимального расчетного прогиба на 23 %.

Выводы. Предложенная математическая модель динамического деформирования трехслойной упругой круговой сэндвич-пластины позволяет учитывать влияние резонансной локальной круговой нагрузки и воздействие температуры окружающей среды на собственные частоты и другие параметры колебаний.

Работа выполнена при финансовой поддержке БРФФИ.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Горшков А.Г., Старовойтов Э.И., Яровая А.В. Механика слоистых вязкоупругопластических элементов конструкций. Москва. Физматлит, 2005. – 576 с. – ISBN 978-5-9221-0567-5. – EDN RXGSLJ
- [2] Журавков М.А., Старовойтов Э.И. Математические модели механики твердого тела. Минск. БГУ, 2021, – 535 с.
- [3] Zhuravkov M.A., Lyu Yongtao, Starovoitov E.I. Mechanics of Solid Deformable Body. Singapore. Springer, 2022, – 317 p.
- [4] Абдусаттаров А., Старовойтов Э.И., Рузиева Н.Б. Деформирование и повреждаемость упругопластических элементов конструкций при циклических нагрузках. Ташкент. «IDEAL PRESS», 2023, – 381 с.
- [5] Carrera E., Fazzolari F.A., Cinefra M. Thermal Stress Analysis of Composite Beams, Plates and Shells: Computational Modelling and Applications. Academic Press, 2016, 440 p.
- [6] Reddy J.N. Mechanics of Laminated Composite Plates and Shells. Theory and Analysis. – 2nd ed. – Boca Raton: CRC Press, 2003, 858 p.
- [7] Mikhasev G.I., Altenbach H. Free vibrations of elastic laminated beams, plates and cylindrical shells. In: Thin-walled laminated structures. Cham: Springer; 2019. p. 157-198. (Advanced Structured Materials, vol. 106). DOI: 10.1007/978-3-030-12761-9_4
- [8] Bakulin V.N., Boitsova D.A., Nedbai A.Ya. Parametric resonance of a three-layered cylindrical composite rib-stiffened shell // Mechanics of composite materials. 2021, vol. 57, No. 5, pp. 623-634. DOI: 10.1007/s11029-021-09984-9.
- [9] Старовойтов Э.И., Леоненко Д.В. Исследование спектра частот трехслойной цилиндрической оболочки с упругим наполнителем // Механика композиционных материалов и конструкций. 2015, 21, №2. – С. 162-169.
- [10] Leonenko D.V., Starovoitov E.I. Vibrations of Cylindrical Sandwich Shells with Elastic Core under Local Loads // International Applied Mechanics. 2016, Vol. 52, No. 4, pp. 359-367. doi: 10.1007/s10778-016-0760-8.
- [11] Fedotenkov G.V., Tarlakovsky, D.V., Vahterova Y.A. Identification of non-stationary load upon Timoshenko beam // Lobachevskii journal of mathematics. 2019, Vol. 40, No. 4, pp.439-447.
- [12] Tarlakovskii D.V., Fedotenkov G.V. Two-Dimensional Nonstationary Contact of Elastic Cylindrical or Spherical Shells // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2014, Vol. 43, No. 2, pp. 145-152.
- [13] Suvorov Ye.M., Tarlakovskii D.V., Fedotenkov G.V. The plane problem of the impact of a rigid body on a half-space modelled by a Cosserat medium // Journal of Applied Mathematics and Mechanics. 2012, vol. 76, No. 5, pp.511-518. DOI: 10.1016/j.jappmathmech.2012.11.015.
- [14] Paimushin V.N., Gazizullin R.K. Static and monoharmonic acoustic impact on a laminated plate // Mechanics of Composite Materials. 2017, Vol. 53, No. 3, pp. 407-436.
- [15] Paimushin V.N., Firsov V.A., Shishkin V.M. Modeling the dynamic response of a carbon-fiber-reinforced plate at resonance vibrations considering the internal friction in the material and the external aerodynamic damping // Mechanics of Composite Materials. 2017, Vol. 53, No. 4, pp. 609-630.
- [16] Смирнов А.Л., Васильев Г.П. Частоты собственных колебаний круглой тонкой пластины с нелинейно возмущенными параметрами // Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Математика. Механика. Информатика. 2021, Т.21, вып. 2. С. 227-237.
- [17] Леоненко Д.В., Маркова М.В. Колебания круговой трехслойной пластины под действием внешней нагрузки // Журнал Белорусского государственного университета. Математика. Информатика. 2023, т. 1. С. 49-63.
- [18] Лачугина Е.А. Поперечные колебания пятислойной упругой круговой пластины с жесткими заполнителями // Механика. Исследования и инновации. 2022, вып. 15. С. 212-219.
- [19] Леоненко Д.В. Колебания круговых трехслойных пластин на упругом основании Пастернака // Экологический вестник научных центров Черноморского экономического сотрудничества. 2014, №1. С. 59–63.
- [20] Козел А.Г. Уравнения равновесия упругопластической круговой пластины на основании пастернака // Механика. Исследования и инновации. 2018, №11(11). С. 127-133.
- [21] Zadeh H.V., Tahani M. Analytical bending analysis of a circular sandwich plate under distributed load // International Journal of Recent Advances in Mechanical Engineering. 2017, vol. 6, No. 1, pp. 01-10. DOI: 10.14810/ijmech.2017.6101.
- [22] Pradhan M, Dash P.R., Pradhan P.K. Static and dynamic stability analysis of an asymmetric sandwich beam resting on a variable Pasternak foundation subjected to thermal gradient // Meccanica. 2016, vol. 51, No. 3, pp. 725-739. DOI:10.1007/s11012-015-0229-6.
- [23] Трацевская Е.Ю. Динамическая неустойчивость квазитропных моренных грунтов // Литосфера. – 2017. – №1 (46). С. 107-111.
- [24] Трацевская Е.Ю. Характеристики пластичности супесчаных неводонасыщенных грунтов юго-востока Беларуси // Литосфера. 2018, № 1 (48). С. 12-17
- [25] Трацевская Е.Ю. Демпфирующие свойства слабосвязных трехфазных грунтов // Литосфера. 2019, №2 (51). С. 115-121.
- [26] Kondratov D.V., Mogilevich L.I., Popov V.S., Popova A.A. Hydroelastic Oscillations of a Circular Plate, Resting on Winkler Foundation / J. Phys.: Conf. Ser. 2018, Vol. 944. 012057. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/944/1/012057>
- [27] Быкова Т.В., Грушенкова Е.Д., Попов В.С., Попова А.А. Гидроупругая реакция трехслойной пластины со сжимаемым наполнителем, взаимодействующей со штампом через слой вязкой жидкости // Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Математика. Механика. Информатика. 2020, Т. 20, вып. 3. С. 351-366. DOI: <https://doi.org/10.18500/1816-9791-2020-20-3-351-366>

- [28] Агеев Р.В., Могилевич Л.И., Попов В.С. Колебания стенок щелевого канала с вязкой жидкостью, образованного трехслойным и твердым дисками // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014, №1. С. 3-11.
- [29] Захарчук Ю.В. Перемещения в круговой трехслойной пластине со сжимаемым заполнителем // Механика. Исследования и инновации. 2017, №10 (10). С. 55-66.
- [30] Нестерович А.В. Напряженное состояние круговой трехслойной пластины при осесимметричном нагружении в своей плоскости // Механика. Исследования и инновации. 2019, №12 (12). С. 152-157.
- [31] Старовойтов Э.И., Плещачевский Ю.М., Леоненко Д.В., Тарлаковский Д.В. Деформирование ступенчатой композитной балки в температурном поле // Инженерно-физический журнал. 2015, №4. С. 987-993.
- [32] Старовойтов Э.И., Яровая А.В., Абдусаттаров А. Изгиб трехслойной пластины в температурном поле моментной нагрузкой // Механика. Исследования и инновации. 2023, №16. С. 189-195.
- [33] Старовойтов Э.И., Леоненко Д.В. Переменный изгиб трехслойного стержня со сжимаемым заполнителем в нейтральном потоке // Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Математика. Механика. Информатика. 2017, т. 17, вып. 2. С. 196-208. DOI: 10.18500/1816-9791-2017-17-2-196-208.
- [34] Старовойтов Э.И., Абдусаттаров А., Рузиева Н.Б. Циклическое нагружение упругопластических трёхслойных стержней с учетом их повреждаемости // Проблемы механики. 2023, №1. С. 66-74.
- [35] Старовойтов Э.И., Леоненко Д.В., Абдусаттаров А. Изгиб трехслойной пластины в температурном поле знакопеременной кольцевой нагрузкой // Механика композиционных материалов и конструкций. 2022, Т. 28, №3. С. 339-358.
- [36] Старовойтов Э.И., Леоненко Д.В., Абдусаттаров А. Знакопеременное термосиловое нагружение трёхслойной пластины погонными моментами // Проблемы механики. 2023, №3. С. 20-30.

Дата поступления.
12.11.2024

Старовойтов Э.И., Леоненко Д.В., Абдусаттаров А. Термик майдонда юкка пластинкага локал доиравий резонансли юкланиши таъсири.

Аннотация. Мақолада доиравий локал юк таъсиридаги уч қаватли доиравий пластинканинг резонанс тебраниши ҳолати тадқиқ қилинган. Қалинлиги симметрик бўлган қатламли материалнинг эластик параметрларида атроф-муҳит ҳароратининг таъсири эътиборга олинган. Юк кўтарувчи қатламлар юкка, мустаҳкамлиги юқори деб қабул қилинган. Деформацияланиши эса Кирхгоф гипотеза кўра, қалин деворли тўлдирувчисига нисбатан эса Тимошенко гипотезаси қўлланилган. Пластинкани кўндаланг тебранишларининг дифференциал тенгламалари вариацион усул ёрдамида олинган. Изланаётган ечим, кўчишларни хусусий ортонормал функциялар системаси қатори кўринишида келтирилган. Кўчишлар учун ҳисоб формулалари ҳамда сонли таҳлил натижалари асосида, хусусий табраниш частотаси ва солқинлиги температурага ва доиравий юкланиш радиусига боғлиқлиги кўрсатилган.

Калим сўзлар: уч қатламли юкка пластинка, ҳарорат, доиравий резонансли юкланиши.

Starovoitov E.I., Leonenko D.V., Abdusattarov A. Sandwich plate under the action of resonant circular load in a temperature field.

Abstract. Resonant vibrations of a circular three-layer sandwich plate under the action of a local circular load are investigated. The influence of ambient temperature on the elastic parameters of the materials of layers of the plate symmetrical in thickness is taken into account. The bearing layers are considered thin, high-strength, and their deformation obeys Kirchhoff's hypotheses. In a relatively thick filler, the Tymoshenko hypothesis is fulfilled. The derivation of differential equations of transverse vibrations of the plate is carried out by the variational method. The solution is obtained by decomposing the sought-for displacements into a series according to the system of orthonormal eigenfunctions. Calculation formulas for displacements are given, and the results of numerical analysis of the dependence of the frequencies of natural vibrations and deflection of the plate on the temperature and radius of the force circle are presented.

Keywords: three-layer sandwich plate, temperature, circular resonant load.

УДК 532.546

ДРОБНО-ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ УПРУГОВЯЗКОПЛАСТИЧНОЙ ФИЛЬТРАЦИИ ЖИДКОСТИ В ПОРИСТЫХ СРЕДАХ

^{1, 2} Хужаёров Б., ¹Джиянов Т.О., ¹Зокиров М. С.

¹Самаркандский государственный университет им. Шарафа Рашидова

²Институт математики имени В.И.Романовского, АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: b.khuzhayorov@mail.ru

Аннотация. В работе изучена задача аномальной фильтрации жидкости в пористой среде с учетом предельного градиента давления. Течение однородной жидкости в пористой среде моделировалось дифференциальным уравнением с дробными производными. Дробные производные определены в смысле Капуто. Задача решена численно методом конечных разностей. Расчет градиента давления и скорости фильтрации осуществлялся с известными значениями предельного градиента давления. Оценено влияние предельного градиента давления на распределение скорости фильтрации.

Ключевые слова: Аномальная фильтрация, время релаксации, дробная производная, метод конечных разностей, пористая среда, предельный градиент давления.

Введение. Многие нефти Узбекистана, в частности, ряда месторождений Ферганской долины и почти всех месторождений Сурхандарьинской области, являются аномальными. Для таких нефтей характерно нарушение как закона внутреннего трения Ньютона, так и закона Дарси при фильтрации в пористой среде [1]. При этом отмечается, что аномальные явления при фильтрации могут быть не связаны с аномальными реологическими свойствами нефти. Причиной аномальных явлений при фильтрации нефти могут быть не только аномальные реологические свойства нефти, но и взаимодействие нефти со скелетом пористой среды, различные адсорбционные явления, коагуляция и суффозия пор различными агрегатами нефти, такими как парафины, асфальтены, смолы и др. Поэтому аномальный характер фильтрации в пористой среде имеет более широкий спектр причин. [1].

Течение жидкостей в пористых средах – сложное явление, которое трудно моделировать математически. Поэтому при расчете течения жидкостей в пористой среде используется концепция среднего, а не реального течения. Скорость фильтрации, давление и другие параметры интерпретируются как средние величины при описании среднего потока жидкости [2].

В работе [3] предложена феноменологическая теория фильтрации вязкопластичной жидкости, основанная на линейной модели вязкопластической среды.

В [4] изложены основные положения теории фильтрации однородных и неоднородных жидкостей и газов в установившихся и нестационарных процессах. Большое внимание уделено пространственным проблемам теории фильтрации жидкостей и газов и их смесей в стационарных и нестационарных изотермических процессах. Представлено развитие теории притока сжимаемой жидкости и газа в не совершенные скважины по линейным и нелинейным законам фильтрации и методы расчета дополнительного фильтрационного сопротивления.

В [5] приведены результаты теоретических исследований возможности использования мощного высокочастотного (ВЧ) электромагнитного (ЭМ) излучения на месторождениях вязко-пластичных нефтей с целью интенсификации добычи нефти.

В пластах, насыщенных высоковязкими нефтями, зачастую отсутствует приток нефти из пласта, проявляются аномальные свойства нефтей, не характерные для ньютоновских жидкостей. Жидкости с такими аномальными свойствами называются неньютоновскими. Это жидкости, не следующие модели линейно-вязкой жидкости, для которой имеет место линейная изотропная связь между тензорами напряжений и скоростей деформации [6]. Такими жидкостями являются высоковязкие нефти, содержащие высокомолекулярные компоненты - парафины, асфальтены и смолы. Наличие у всех этих жидкостей аномальных свойств, отличающих их от ньютоновских, объясняется особенностями молекулярных структур и внутренних, молекулярных движений. Наиболее широкое распространение имеют «вязко-пластичные» жидкости, в которых наряду с вязкостью проявляются пластические свойства, заключающиеся в наличии у жидкости некоторого предельного напряжения сдвига, после достижения которого жидкость начинает течь. Описание фильтрации вязкопластической жидкости в пористой среде было предложено А. Х. Мирзаджанзаде в виде обобщения закона Дарси с введением предельного градиента давления (ПГД) [3].

В [7] рассмотрены некоторые результаты, полученные в гидродинамике вязко-пластичных сред на основе модели Шведова—Бингама при решении задач нефтепромысловой механики. Вязкопластичные среды находят применение в нефтяном деле в виде глинистых и цементных растворов, нефте-песочных и фенолформальдегидно-песочных смесей и т. д. Кроме того, аномальные нефти сами по себе относятся или могут быть отнесены к вязкопластичным средам.

Хотя проводилось множество экспериментов по определению ПГД, однако до сих пор детально не изучено влияние различных факторов на его характер и значение. В [8]

экспериментально изучены законы изменения ПГД в слабопроницаемых средах для различных жидкостей. Исследовано влияние таких факторов, как распределение диаметров входной части пор, длина экспериментального образца пористой среды, типы жидкостей, смачиваемость пористой среды и др. Кроме того, проводились эксперименты с двухфазной жидкостью “нефть–вода” и оценено влияние насыщенности среды жидкостями на значение ПГД. Показано, что с уменьшением среднего диаметра входного сечения пор ПГД увеличивается. Значение ПГД обратно пропорционально длине образца. ПГД по воде в нефтесмачиваемых образцах больше, чем в водосмачиваемых. Для нефти – наоборот. Для двухфазных течений роль капиллярных эффектов значительна. В целом, для двухфазной фильтрации за счет капиллярных эффектов ПГД выше, чем для однофазной фильтрации.

Влияние ПГД на остаточную нефтенасыщенность с учетом диапазона изменения проницаемости, вязкости нефти, расположения скважин, расстояния между ними, дебита скважин и др. изучено в [9].

В работе [10] были проведены лабораторные эксперименты по изучению характеристик газового коллектора из плотного песчаника и влиянию проницаемости и водонасыщенности на предельный градиент давления.

Чтобы установить связь между эффективным напряжением и ПГД, в [11] была проведена серия экспериментов. Динамическая модель ПГД и ее параметры определены путем подгонки экспериментальных данных для оценки производительности вертикальной скважины.

В данной работе рассматривается обобщенная релаксационная дробно-дифференциальная модель фильтрации однородной жидкости в пористой среде с учетом ПГД. Выведено уравнение релаксационной фильтрации с учетом ПГД. Поставлена и численно решена задача фильтрации для этого уравнения. Оценено влияние ПГД и релаксационных свойств на поле давления и скорости фильтрации. Заметим, что с учетом ПГД до сих пор не рассматривались релаксационные законы фильтрации жидкости даже в случае с целочисленными порядками производных.

Постановка задачи. Модель фильтрации с двойной релаксацией в одномерном случае с учетом ПГД примем в виде

$$\vec{v} + \lambda_v \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = \begin{cases} 0 & \text{при } |\nabla p| \leq g_0, \\ -\frac{k}{\mu} \cdot \left[\frac{|\nabla p| - g_0}{|\nabla p|} \nabla p + \lambda_p \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{|\nabla p| - g_0}{|\nabla p|} \nabla p \right) \right] & \text{при } |\nabla p| > g_0, \end{cases} \quad (1)$$

где g_0 – модуль ПГД, λ_v , λ_p – времена релаксации скорости фильтрации $\vec{v}$ и давления p , k – проницаемость среды, μ – вязкость жидкости, $|\nabla p|$ – модуль градиента давления.

Уравнение неразрывности записывается в виде

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \beta^* \frac{\partial p}{\partial t} = 0, \quad (2)$$

где β^* – коэффициент упругости пласта.

Уравнение (1) записываем в дробно-дифференциальном виде

$$v + \lambda_v D_t^\beta v = \begin{cases} 0 & \text{при } \left| \frac{\partial p}{\partial x} \right| \leq g_0, \\ -\frac{k}{\mu} \left(\frac{\left| \frac{\partial p}{\partial x} \right| - g_0}{\left| \frac{\partial p}{\partial x} \right|} \frac{\partial p}{\partial x} + \lambda_p D_t^\alpha \left(\frac{\left| \frac{\partial p}{\partial x} \right| - g_0}{\left| \frac{\partial p}{\partial x} \right|} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \right) & \text{при } \left| \frac{\partial p}{\partial x} \right| > g_0, \end{cases} \quad (3)$$

где α, β – порядки дробных производных, D_t^β , D_t^α – операторы дробной производной по Капуто [12].

В (3) времена релаксации λ_v и λ_p имеют дробную размерность: $\lambda_v = T^\beta$, $\lambda_p = T^\alpha$, где T – размерность времени. Данный подход характеризует нелокальные во времени эффекты. Из (3), в частности, имеем

$$\begin{aligned} \bar{v} + \lambda_v D_t^\beta v &= 0 \text{ при } \left| \frac{\partial p}{\partial x} \right| \leq g_0, & g_0 &= \left| \frac{\partial p}{\partial x} \right|_0, \\ \bar{v} + \lambda_v D_t^\beta v &= -\frac{k}{\mu} \left[\frac{\partial p}{\partial x} - g_0 + \lambda_p D_t^\alpha \frac{\partial p}{\partial x} \right] \text{ при } \frac{\partial p}{\partial x} > 0, & \frac{\partial p}{\partial x} &\geq g_0, \\ \bar{v} + \lambda_v D_t^\beta v &= -\frac{k}{\mu} \left[\frac{\partial p}{\partial x} + g_0 + \lambda_p D_t^\alpha \frac{\partial p}{\partial x} \right] \text{ при } \frac{\partial p}{\partial x} < 0, & \left| \frac{\partial p}{\partial x} \right| &\geq g_0. \end{aligned}$$

Дифференцируя уравнение (3) по координате x , получаем

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \lambda_v \cdot \frac{\partial}{\partial x} \cdot D_t^\beta v = -\frac{k}{\mu} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\left| \frac{\partial p}{\partial x} \right| - g_0}{\left| \frac{\partial p}{\partial x} \right|} \frac{\partial p}{\partial x} + \lambda_p D_t^\alpha \left(\frac{\left| \frac{\partial p}{\partial x} \right| - g_0}{\left| \frac{\partial p}{\partial x} \right|} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \right) \text{ при } \left| \frac{\partial p}{\partial x} \right| \geq g_0. \quad (4)$$

Взяв из уравнения (2) производную порядка β по времени, получим

$$D_t^\beta \frac{\partial v}{\partial x} + \beta^* D_t^{\beta+1} p = 0, \quad (5)$$

Используя уравнение (5), запишем уравнение (4) в следующем виде

$$-\beta^* \cdot \frac{\partial p}{\partial t} - \lambda_v \cdot \beta^* \cdot D_t^{\beta+1} p = -\frac{k}{\mu} \frac{\partial}{\partial x} \left[-\left(\frac{\partial p}{\partial x} - g_0 \right) - \lambda_p D_t^\alpha \left(-\frac{\partial p}{\partial x} - g_0 \right) \right],$$

откуда

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \lambda_v D_t^{\beta+1} p = \kappa \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \lambda_p D_t^\alpha \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \right) \right), \quad (6)$$

где $\kappa = \frac{k}{\mu \beta^*}$ – коэффициент пьезопроводности, $0 < \alpha \leq 1$, $0 < \beta \leq 1$.

При $\alpha = 1$, $\beta = 1$ из (6) получаем уравнение релаксационной фильтрации [13]

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \lambda_v \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \kappa \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \lambda_p \frac{\partial^3 p}{\partial t \partial x^2} \right). \quad (7)$$

Начальные и граничные условия для уравнения (6) при фильтрации в конечной среде $[0, L]$ принимаются в следующем виде

$$p(0, x) = 0, \quad (8)$$

$$p(t, 0) = p_0, \quad p_0 = \text{const} > 0, \quad p(t, L) = 0. \quad (9)$$

Для (6) при $\beta > 0$ начальное условие (8) недостаточно. Надо добавить еще одно условие, например,

$$\frac{\partial p(0, x)}{\partial t} = 0. \quad (10)$$

Уравнение (6) решается при условиях (8), (9), (10).

Метод решения. Для численного решения задачи (6), (8), (9), (10) применяем метод конечных разностей. В области $\Omega = \{0 \leq x \leq L, 0 \leq t \leq T_{\max}\}$ введем равномерную сетку

$\omega_{ht} = \{(t_i, x_i), x_i = ih, i = \overline{0, N}, h = L/N, t_i = j\tau, i = \overline{0, M}, \tau = T_{max}/M\}$, где h – шаг сетки по координате x , τ – шаг сетки по времени. Сеточную функцию в точке (t_j, x_i) обозначим через p_i^j .

Разностная аппроксимация уравнения (6) имеет вид

$$\begin{aligned} & \frac{p_i^{j+1} - p_i^j}{\tau} + \lambda_v \cdot \frac{\tau^{2-\beta}}{\Gamma(3-\beta)} \cdot \left[\sum_{k=0}^{j-2} \frac{p_{i+1}^{k+1} - 2 \cdot p_i^k + p_{i-1}^{k-1}}{\tau^2} \cdot ((j-k+1)^{2-\beta} - (k-1)^{2-\beta}) + \right. \\ & \left. + \frac{p_i^{j+1} - 2 \cdot p_i^j + p_{i-1}^{j-1}}{\tau^2} \right] = \kappa \left(\frac{p_{i+1}^{j+1} - 2 \cdot p_i^{j+1} + p_{i-1}^{j+1}}{h^2} + \lambda_p \frac{\tau^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} \cdot h^2 \cdot (S_1 - 2 \cdot S_2 + S_3) \right), \\ & S_1 = D_t^\alpha p_{i+1}^{j+1} = \frac{\tau^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} \cdot \left[\sum_{k=0}^{j-2} \frac{p_{i+1}^{k+1} - p_{i+1}^k}{\tau} \cdot ((j-k+1)^{1-\alpha} - (j-k)^{1-\alpha}) + \frac{p_{i+1}^{j+1} - p_{i+1}^j}{\tau} \right], \\ & S_2 = D_t^\alpha p_i^{j+1} = \frac{\tau^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} \cdot \left[\sum_{k=0}^{j-2} \frac{p_i^{k+1} - p_i^k}{\tau} \cdot ((j-k+1)^{1-\alpha} - (j-k)^{1-\alpha}) + \frac{p_i^{j+1} - p_i^j}{\tau} \right], \\ & S_3 = D_t^\alpha p_{i-1}^{j+1} = \frac{\tau^{1-\alpha}}{\Gamma(2-\alpha)} \cdot \left[\sum_{k=0}^{j-2} \frac{p_{i-1}^{k+1} - p_{i-1}^k}{\tau} \cdot ((j-k+1)^{1-\alpha} - (j-k)^{1-\alpha}) + \frac{p_{i-1}^{j+1} - p_{i-1}^j}{\tau} \right], \end{aligned} \quad (11)$$

где $\Gamma(\cdot)$ - гамма-функция.

При аппроксимации дробных производных в (11) использована методология, приведенная в [14–17].

Результаты и обсуждение. В расчетах использованы следующие значения исходных параметров: $k = 10^{-14} \text{ м}^2$; $\mu = 1.768 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $p_0 = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $\beta^* = 3 \cdot 10^{-8} \text{ Па}^{-1}$, $L = 5 \text{ м}$.

Некоторые результаты численных расчетов по (11) показаны на рис.1-3.

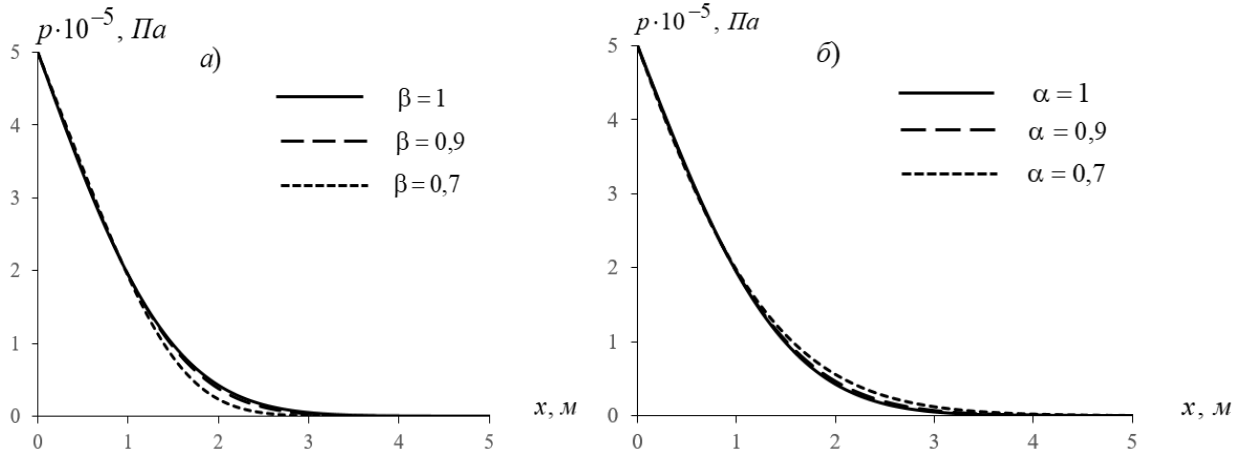


Рис.1. Профили давления при $t = 3600 \text{ с}$, $\lambda_v = 500 \text{ с}^\beta$, $\lambda_p = 500 \text{ с}^\alpha$, а) $\alpha = 1$, б) $\beta = 1$.

Анализ полученных результатов показывает, что уменьшение значений β от 1 при заданном α приводит к изменению распределения давления в среде: до определенных x давление выше, чем при $\beta = 1$ (на графиках это малозаметно), затем происходит смена режима, т.е. давление при $\beta < 1$ становится меньше, чем при $\beta = 1$ (Рис.1,а). Расчеты при уменьшении значений α от 1 при заданном β приводят к обратному явлению: до определенных x давление p будет меньше, чем при $\alpha = 1$ (на графиках это малозаметно), а для больших x происходит смена режима, давление будет большим, чем в случае $\alpha = 1$ (Рис.1,б).

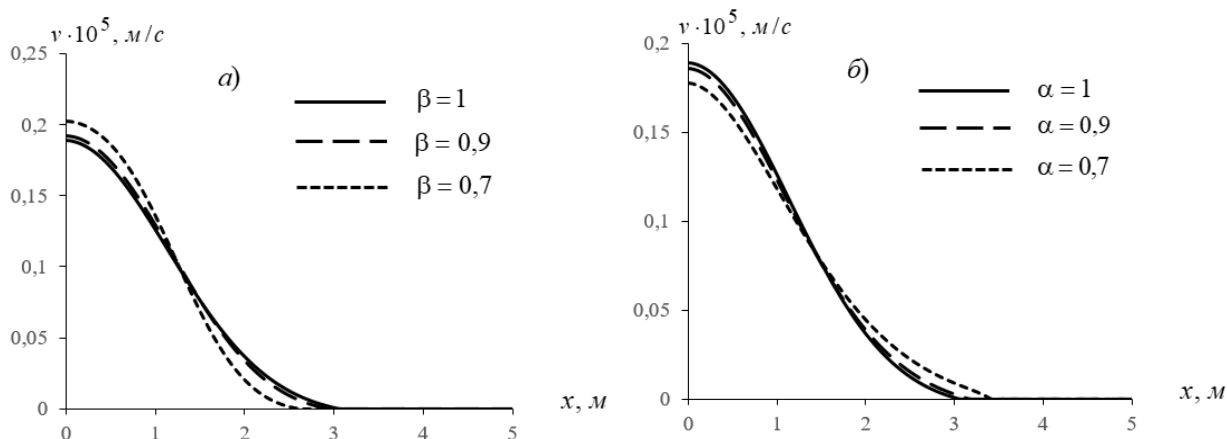


Рис.2. Профили скорости фильтрации при $t = 3600$ с, $\lambda_v = 500$ с $^\beta$, $\lambda_p = 500$ с $^\alpha$, $g_0 = 10^4$ Па/м, а) $\alpha = 1$, б) $\beta = 1$.

Некоторые результаты профиля скорости фильтрации показаны на рис.2. Характер изменения скорости фильтрации при изменении α и β вполне аналогичен изменению поля давления (рис.2,а, 2,б). Уменьшение β от 1 приводит к сложной динамике изменения v . При этом, до определенных x значения v становятся большими, затем – меньшими. При уменьшении же значения α от 1 скорость фильтрации уменьшается до определенных x , а затем увеличивается. Следовательно, влияния α и β являются взаимообратными.

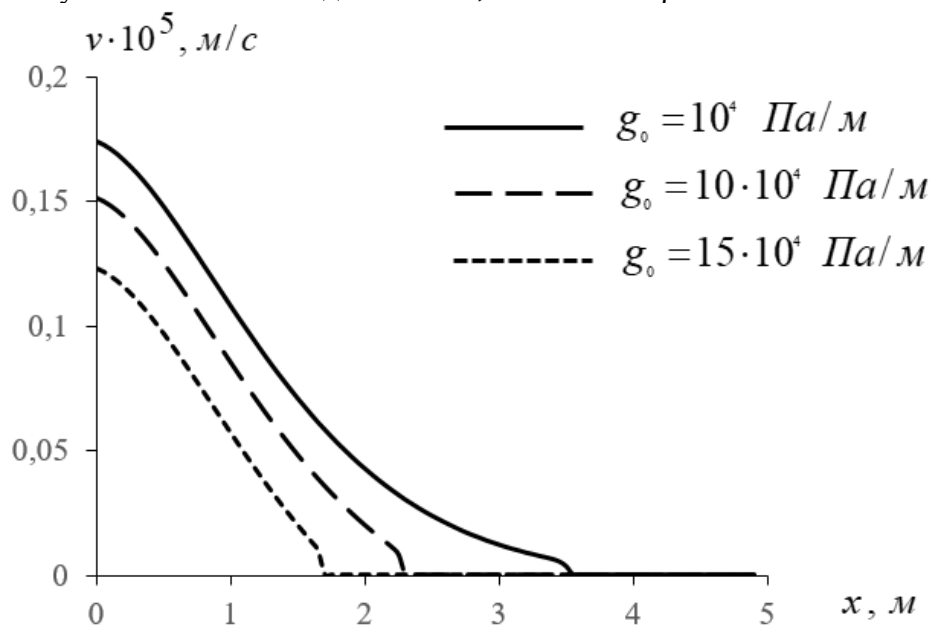


Рис. 3. Профили изменения скорости фильтрации при различных g_0 и $\lambda_v = 100$ с $^\beta$, $\lambda_p = 500$ с $^\alpha$, $t = 3600$ с, $\alpha = 0.7$, $\beta = 0.9$.

На рис.3 представлены некоторые результаты при различных значениях g_0 . Как видно из рисунка, увеличение g_0 приводит к уменьшению скорости фильтрации. При этом зона распространения v также уменьшается. Это означает увеличение размеров зоны неподвижной жидкости, где текущий градиент давления ниже ПГД.

Заключение. В работе рассмотрена задача аномальной нестационарной фильтрации однородной жидкости в однородной пористой среде с учетом ПГД на основе релаксационного дробно-дифференциального закона фильтрации, учитывающего релаксационные явления как по давлению, как и по скорости фильтрации. Используя этот закон, выведено уравнение пьезопроводности, для которого поставлена задача фильтрации в конечной одномерной среде. Показано что, увеличение ПГД приводит к уменьшению зна-

чений скорости фильтрации. Одновременно с увеличением ПГД уменьшается зона распространения скорости фильтрации. Изменение значений ПГД не влияет на распределение давления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хужаёров Б.Х. Фильтрация неоднородных жидкостей в пористых средах. Ташкент: Изд-во. Фан: 2012. – 280 с.
2. Басинев К. С., Кочина И. Н., Максимов В. М. Подземная гидромеханика. - М.: Недра, 1993. 416 с.
3. Мирзаджанзаде А. Х. О теоретической схеме явления ухода раствора // ДАН АЗССР. 1953. Т. 9. №4. С. 203 – 205.
4. Баренблатт Г.И., Ентов В.М., Рыжик В.М. Теория нестационарной фильтрации жидкости и газа. Москва: Недра, 1972, 288 с.
5. Хайдар А.М. Расчетные исследования фильтрации вязкопластичной нефти при электромагнитном нагреве // Электронный научный журнал Нефтегазовое дело. 2006. №1. С 18.
6. Бернадинер М.Г., Ентов В.М. Гидродинамическая теория фильтрации аномальных жидкостей. – М.: Наука. 1975.
7. Гурбанов Р.С., Касимов А.Ф., Мирзаджанзаде А.Х. Гидродинамика вязко-пластических сред // Изв. АН СССР. МЖГ. 1967. №3. С.171-179.
8. Mingwei Zhao, Mengjiao Cao, Haonan He and Caili Dai. Study on Variation Laws of Fluid Threshold Pressure Gradient in Low Permeable Reservoir. *Energies*. 2020. 13. 3704. doi:10.3390/en13143704.
9. Wenli Ke, Yuetian Liu, Xu Zhao, Gaoming Yu, and Jie Wang. Study on the Effect of Threshold Pressure Gradient on Remaining Oil Distribution in Heavy Oil Reservoirs. // *ACS Omega*. 2022. No. 7. Pp 3949–3962.
10. Yong Wang, Yunqian Long, Yeheng Sun, Shiming Zhang, Fuquan Song, Xiaohong Wang. Threshold Pore Pressure Gradients in Water-Bearing Tight Sandstone Gas Reservoirs. // *Energies*. 2019. 12. 4578. doi:10.3390/en12234578
11. Mingda Dong, Xiang'an Yue, Xuedong Shi, Shengcai Ling, Bo Zhang, Xiaozheng Li. Effect of dynamic pseudo threshold pressure gradient on well production performance in low-permeability and tight oil reservoirs. // *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2019. 173. Pp. 69 – 76.
12. Caputo M. Models of flux in porous media with memory. *Water Resources Research*, 2000. Vol. 36. No. 3. Pp. 693-705.
13. Алишоев М.Г., Мирзаджанзаде А.Х. К учету явлений запаздывания в теории фильтрации // Изв. Вузов. Нефть и газ. 1975. №6. С. 71-74.
14. Makhmudov J.M, Usmonov A.I, Kuljanov J.B. Problem of anomalous filtration in nonhomogeneous porous medium // *International Journal of Applied Mathematics*. 2023. Volume 36, No. 2. 189-203. ISSN: 1311-1728. doi.org/10.12732/ijam.v36i2.4
15. Yuan X., Jichun W., Luying Z. Numerical solutions of time-space fractional advection–dispersion equations // *ICCES*. 2009. V. 9. No. 2. C. 117-126.
16. Khuzhayorov B.Kh., Dzhiyanov T.O., Mamatov Sh.S., Shukurov V.S. Mathematical Model of Substance Transport in Two-Zone Porous Media. // *AIP Conference Proceedings*. 2022. 2637. 040011
17. Khuzhayorov B.Kh., Dzhiyanov T.O. and Eshdavlatov Z.Z. Numerical investigation of solute transport in a non-homogeneous porous medium using nonlinear kinetics. // *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*. 2022. Vol. 11. No. 2. Pp. 79-85.

Дата поступления
20.02.2025

Хўжаёров Б.Х., Джиёнов Т.О., Зокиров М.С. Ғовак муҳитларда суюқликнинг эластик-қовушқоқластик сизишининг каср дифференциал модели.

Аннотация. Ушбу ишда суюқликнинг ғовак муҳитда аномал сизиш масаласи чегаравий босим градиентини ҳисобга олган ҳолда ўрганилган. Биржинсли суюқликнинг ғовак муҳитдаги оқим каср тартибли дифференциал тенглама билан моделлаштирилган. Каср ҳосила Капуто таърифи асосида аниқланган. Масала чекли айирмалар усули билан ечилган. Босим градиентини ва сизиш тезлигини ҳисоблаш чегаравий босим градиентининг маълум қийматлари билан амалга оширилган. Чегаравий босим градиентининг сизиш тезлиги тарқалишига таъсири баҳоланган.

Калим сўзлар: аномал сизиш, каср тартибли ҳосила, релаксация, ғовак муҳит, чегаравий босим градиентини, чекли айирмалар усули.

Khuzhayorov B.Kh., Dzhiyanov T.O., Zokirov M.S. A fractional differential model for elastoviscoplastic filtration of fluids in porous media

Abstract. In this paper, the problem of anomalous filtration in a porous medium is studied considering the threshold pressure gradient. The flow of a homogeneous fluid in a porous medium was modeled by a differential equation with fractional derivatives. Fractional derivatives are defined in the sense of Caputo. The problem was solved numerically. The calculation of the pressure gradient and filtration rate was conducted using known values of the threshold pressure gradient. An influence of the threshold pressure gradient on the distribution of filtration rate is estimated.

Keywords: anomalous filtration, fractional derivative, finite difference method, threshold pressure gradient, porous media, relaxation time.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И НЕКОТОРЫЕ ЧИСЛЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРЕХМЕРНЫХ ТУРБУЛЕНТНЫХ РЕАГИРУЮЩИХ СТРУЙ НА ОСНОВЕ УРАВНЕНИЙ НАВЬЕ-СТОКСА

Ходжиев С., Аминов Х.Х., Маматалиева Г.М.

Oriental университет, Ташкент, Узбекистан

E-mail: Safar1951@yandex.ru

Аннотация. В данной работе приводятся некоторые результаты численного исследования трехмерного турбулентного диффузионного горения пропан-бутановой смеси, истекающей из сопла прямоугольной формы и распространяющейся в покоящуюся среду воздуха. Моделирование пространственных турбулентных течений осуществляется на основе трехмерных параболизированных систем уравнений Навье-Стокса для многокомпонентных химически реагирующих газовых смесей. Система дифференциальных уравнений решена численным методом с привлечением двухслойной десяти-точечной неявной конечно-разностной схемы аппроксимации, прогонки и простой итерации, по модификации метода SIMPLE, с заменой дифференциальных аналогов уравнений с точностью до порядка $O(\Delta x, \Delta y^2, \Delta z^2)$. Для вычисления турбулентной вязкости использовалась алгебраическая и двухпараметрическая $k-\epsilon$ модель турбулентности. Численно исследовано влияние эмпирических параметров этих моделей на параметры струи и факела, а также найдены оптимальные значения параметров, способствующие более точным совпадениям в численных результатах и согласующиеся с экспериментальными данными других авторов.

Ключевые слова: уравнения Навье-Стокса, трехмерная струя, квадратное сопло, турбулентность, диффузионное горение, конечно-разностный метод, вычислительный эксперимент.

Введение. Закономерности трехмерного струйного турбулентного течения лежат в основе организации рабочих процессов большого числа технических устройств, круг которых непрерывно расширяется. Трехмерные турбулентные струйные течения, особенно с учетом химических реакций, являются в последнее десятилетие предметом многочисленных экспериментальных и расчетно-теоретических исследований. Разработка соответствующих методов расчета трехмерного струйного течения затруднена вследствие отсутствия сколько-нибудь удовлетворительной модели турбулентности для трехмерных течений.

Во многих случаях движения жидкости и газа в потоке возникают так называемые поверхности тангенциального разрыва: течения жидкости по обе стороны такой поверхности называются струйными [1]. В результате на границе двух струй образуется область конечной толщины с непрерывным распределением скорости, температуры и концентрации смеси, эта область называется «струйным турбулентным пограничным слоем». Струйные, особенно турбулентные течения, являются специальным классом задач гидроаэродинамики, которые представляют большой интерес с практической точки зрения [1, 2]. Под струей понимается истечение жидкости или газа, или газовой смеси с определенной скоростью и физическими параметрами в открытое пространство.

Основные закономерности распространения струи в спутном (затопленном) потоке исследовались выдающимися математиками и механиками, такими как Абрамович Г.Н., Бай Ши-И, Вулис Л.А., Ершин Ш.А., Ярин Л.П., Лапин Ю.В. и др. [2-5]. В монографии Лапина Ю.В. [5] приводятся результаты исследований в области турбулентного струйного течения реагирующих газовых смесей. В ней проанализированы теоретические основы исследования турбулентности и химического взаимодействия между компонентами в струйных течениях.

Создание теории турбулентного горения требует соединения в единое целое методов и представлений, сложившихся в двух существенно различающихся областях науки – теории турбулентности и кинетики химических реакций. Как утверждают авторы работы [6], чтобы решить эту задачу, прежде всего необходимо установить, какие характеристики турбулентности представляют интерес для теории горения. Необходимо отметить, что в последнее время теории турбулентности и турбулентных струйных течений, а также, в целом, наука о турбулентных реагирующих струйных течениях, значительно продвинулись вперед. Сейчас ясны и многие особенности горения газов в ламинарном потоке. Поэтому возникают предпосылки создания теории турбулентного горения [6].

Данная работа посвящена численному моделированию и исследованию трехмерных турбулентных струй реагирующих газовых смесей при диффузионном горении, истекающих из сопел с прямоугольным выходным сечением. Подобные течения часто встречаются при решении вентиляционных задач, задач выброса вредных веществ в окружающую среду, в топочной технике и т.п. и могут быть исследованы с помощью физического или численного экспериментов.

Работы [7-15] посвящены экспериментальным исследованиям трехмерных турбулентных газовых струй, истекающих из сопел с прямоугольным выходным сечением; выявлен ряд особенностей, как например, проявление деформации струи по поперечным осям.

Фантастический рост возможностей вычислительной техники и математического моделирования тепло- и массообменных процессов, позволил провести расчетно-теоретические [16] и численные исследования трехмерных турбулентных струйных течений [10,17-19], а также с учетом химических реакций [20-22].

Цель и постановка задачи. Необходимо математически описать и численно исследовать реагирующие турбулентные струи, истекающие из сопла с прямоугольным выходным сечением при диффузионном горении. Поток газовой смеси струи распространяется в затопленном или спутном потоке воздуха – окислителя. Выберем начало прямоугольной системы координат в центре начального сечения основной горючей струи: соответственно ось x направим вдоль оси струи, а оси y и z – параллельно сторонам сопла с конечными длинами $2a$ и $2b$. Обозначим компоненты скорости, направленные вдоль осей x , y и z , соответственно u , v и w .

Здесь необходимо подчеркнуть, что в настоящее время уравнения Навье-Стокса являются единственным инструментом при исследовании течения газов и газовых смесей с учетом конвекции и диффузии. Однако, при решении трехмерных уравнений Навье-Стокса, даже для однородного газа возникают принципиальные трудности, связанные с быстродействием и объемом оперативной памяти используемых ЭВМ. Поэтому целесообразно использовать так называемые приближенные модели течений, которые строятся на основе полных уравнений Навье-Стокса с использованием тех или иных допущений, отражающих специфические особенности конкретных процессов. При изучении струи можно выделить преимущественное направление течения, и в трехмерном случае можно пренебречь членом со второй производной в продольном направлении. Обычно эти уравнения называются параболизированными [23-25].

В данной работе моделирование пространственных турбулентных течений осуществляется на основе трехмерных параболизированных систем уравнений Навье-Стокса для многокомпонентных химически реагирующих газовых смесей. Замыкание системы уравнений требует какого-либо соотношения или уравнения, или системы уравнений для описания турбулентной вязкости.

Важным вопросом при описании трехмерных турбулентных течений является моделирование турбулентности. В работах [24, 26] приводятся модели турбулентной вязкости разного уровня сложности.

В данной работе используем модификации модели турбулентности Л. Прандтля для вычисления вязкости [21], имеющие вид

$$\mu = \mu_l + \kappa \rho \left(b^2(Ly) + b^2(z) \right) \sqrt{\left(\frac{\partial u}{L \partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{L \partial y} \right)^2} \left(\frac{T}{T_2} \right)^\alpha \quad (1)$$

здесь κ и α – эмпирические константы, а $L = a/b$ и μ_l – ламинарная вязкость.

В качестве второго варианта расчета турбулентного течения используем так называемую $k - \varepsilon$ модель турбулентности для описания турбулентной вязкости, в которой одновременно используются уравнения кинетической энергии турбулентности k и скорость её диссипации ε , имеющие следующий вид [21]:

уравнение кинетической энергии турбулентности

$$\rho u \frac{\partial \kappa}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \kappa}{L \partial y} + \rho w \frac{\partial \kappa}{\partial z} = \frac{1}{L^2} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial z} \right) + G - \rho \varepsilon. \quad (2)$$

уравнение диссипации кинетической энергии турбулентности

$$\rho u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \varepsilon}{L \partial y} + \rho w \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = \frac{1}{L^2} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon) \frac{\varepsilon}{\kappa}, \quad (3)$$

где $G = \mu_T \left[\left(\frac{\partial u}{L \partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]$, а связь μ_T через κ и ε выражается соотношением

$$\mu_T = \frac{C_\mu \rho \kappa^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

В уравнениях (2)-(3) и в соотношении (4) C_μ , C_1 , C_2 , σ_κ , σ_ε – константы $\kappa - \varepsilon$ модели турбулентности, а остальные обозначения общепринятые [16, 24, 26].

Прежде чем приступить к решению системы уравнений Навье-Стокса для многокомпонентных химически реагирующих газовых смесей с соответствующими краевыми условиями, проведем обезразмеривание пространственных координат и физических параметров потока, а также преобразование входного сечения сопла в квадратную форму. Как известно, использование при численном моделировании безразмерной формы исходных дифференциальных уравнений с частной производной является очень полезным. Естественно, это позволяет несколько сократить число определяющих параметров рассматриваемой задачи по сравнению со случаем, когда используется её размерная формулировка и позволяет существенно снизить конкретизацию решаемой задачи [23].

Переходя к процедуре обезразмеривания, выберем в качестве масштабов длины, скорости, температуры, полной энтальпии, давления, молекулярного веса, плотности, теплоемкости при постоянном давлении, вязкости, кинетической энергии турбулентности и ее диссипации, теплоты образования i -компоненты, а также массовой скорости образования (исчезновения) i -ой компоненты некоторые характерные значения этих величин: b (длина по оси z), u_2 , $u_2^2 / (R / m_1)$, u_2^2 , $\rho_2 u_2^2$, m_1 , ρ_2 , R / m_1 , $\rho_2 u_2 b$, u_2^3 , $\frac{u_2^3}{b}$, u_2^2 , $\rho_2 u_2 / b$. В этих масштабах индекс 2 указывает на параметры основной (горючей) струи.

Преобразование входного сечения сопла в квадратную форму осуществляется с помощью аналитических выражений

$$y = \frac{y}{L}, x = x, z = z, \quad (5)$$

здесь y , x и z – безразмерные координаты (обозначения x , y и z оставлены по соображениям обычных для восприятия обозначений).

После вышеуказанных преобразований, получим следующую безразмерную форму параболизированных уравнений Навье-Стокса для многокомпонентных химически реагирующих газовых смесей [21, 24]:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{1}{L} \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{L \partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{1}{L^2} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right), \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{L \partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = - \frac{\partial P}{L \partial y} + \frac{4}{3L^2} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{2}{3L^2} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{1}{L} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right), \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{L \partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} = - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{4}{3} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \\ + \frac{1}{L^2} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{1}{L} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{2}{3L} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right), \end{aligned} \quad (9)$$

$$\rho u \frac{\partial H}{\partial x} + \rho v \frac{1}{L} \frac{\partial H}{\partial y} + \rho w \frac{\partial H}{\partial z} = \frac{1}{L^2} \frac{1}{P r_T} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial H}{\partial y} \right) + \frac{1}{P r_T} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial H}{\partial z} \right) + Q_{duc}, \quad (10)$$

$$\rho u \frac{\partial \tilde{C}}{\partial x} + \rho v \frac{1}{L} \frac{\partial \tilde{C}}{\partial y} + \rho w \frac{\partial \tilde{C}}{\partial z} = \frac{1}{L^2 S_{C_T}} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \tilde{C}}{\partial y} \right) + \frac{1}{S_{C_T}} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \tilde{C}}{\partial z} \right), \quad (11)$$

$$P = \rho T \sum_{i=1}^{N_K} \frac{C_i}{m_i}, \quad (12)$$

$$H = C_p T + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} + \sum_{i=1}^{N_K} C_i h_i^*. \quad (13)$$

Здесь

$$\begin{aligned} Q_{duc} = \left(1 - \frac{1}{P r_T} \right) \left\{ \frac{1}{L^2} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu u \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu u \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial v}{\partial z} \left(\mu u \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{1}{L^2} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu w \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right\} + \\ + \left(\frac{4}{3} - \frac{1}{P r_T} \right) \left\{ \frac{1}{L^2} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu v \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu v \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right\} - \frac{1}{L} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{2}{3} \mu v \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{1}{L} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{2}{3} \mu v \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \\ + \frac{1}{L} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{2}{3} \mu w \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{1}{L} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{2}{3} \mu w \frac{\partial v}{\partial y} \right). \end{aligned}$$

В данной работе рассматриваются решения задачи о распространении и диффузионном горении горючей смеси пропана-бутана, истекающих из прямоугольного сопла в спутном (затопленном) потоке воздуха – окислителя, т.е. изучается сжигание предварительно неперемешанных газов в турбулентном потоке. Основы теории этого процесса заложены в работах Шваба [27], Зельдовича [28] и др. ученых [6, 29, 30]. Одна из главных идей теории основана на предположении о том, что процесс горения лимитируется смешением горючего и окислителя.

Предполагается, что реакция протекает в зоне соприкосновения горючего с окислителем. Эту зону, являющуюся бесконечно тонкой поверхностью, называют фронтом пламени. На поверхности фронта пламени потоки окислителя и горючего должны удовлетворять условию стехиометрического равенства расходуемых и образующихся веществ, т.е. концентрации окислителя и горючего на фронте пламени равны нулю.

Использование консервативных функций Шваба-Зельдовича [27, 30, 31] относительно избыточных концентраций позволяет освободиться от источников члена $\dot{w}_i$ в уравнении концентрации i -ой компоненты

$$\rho u \frac{\partial C_i}{\partial x} + \rho v \frac{\partial C_i}{L \partial y} + \rho w \frac{\partial C_i}{\partial z} = \frac{1}{S_{C_T}} \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial C_i}{\partial y} \right) + \frac{1}{S_{C_T}} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial C_i}{\partial z} \right) + \dot{w}_i \quad (14)$$

и приводит число уравнений к одному для многокомпонентной смеси в виде (11).

В уравнении (11) функция $\tilde{C}$ принимает в срезе сопла горючего значение 1, а в зоне воздуха – 0.

Краевые условия. Для описания математической модели течения многокомпонентной химически реагирующей газовой смеси на основе параболизированных уравнений Навье-Стокса (1, 6-13) или (2, 3, 6-13), необходимо поставить к этой системе начальные и граничные условия, т.е. задать на выходе сопла входные значения искомых параметров, которые определяют однозначное решение поставленной задачи, характерные для задачи струи. При постановке краевых условий используем свойства центральной симметрии течения относительно оси x так, чтобы это позволило рассматривать только одну четверть прямоугольной струи, и две границы области интегрирования образуются плоскостями симметрии. С учетом сформулированных выше допущений безразмерные краевые условия примут следующий вид

I. $x=0$:

$$1. 0 \leq y \leq 1, 0 \leq z \leq 1: u = 1, v = 0, w = 0, H = H_2, P = P_2, \tilde{C} = 1, k = k_2, \varepsilon = \varepsilon_2, p_2 = 1.$$

$$2. 1 < y < y_{+\infty}, 1 < z < z_{+\infty}: u = u_1, v = 0, w = 0, H = H_1, P = P_1, k = k_1, \varepsilon = \varepsilon_1,$$

$$\tilde{C} = 0, \rho = \rho_1.$$

II. $x > 0$:

(15)

$$1. z = 0, 0 < y < y_{+\infty}: \frac{\partial u}{\partial z} = 0, \frac{\partial v}{\partial z} = 0, w = 0, \frac{\partial H}{\partial z} = 0, \frac{\partial \tilde{C}}{\partial z} = 0, \frac{\partial k}{\partial z} = 0, \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0.$$

$$2. y = 0, 0 < z < z_{+\infty}: \frac{\partial u}{\partial y} = 0, v = 0, \frac{\partial w}{\partial y} = 0, \frac{\partial H}{\partial y} = 0, \frac{\partial \tilde{C}}{\partial y} = 0, \frac{\partial k}{\partial y} = 0, \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = 0.$$

$$3. z = 0, y = 0: \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial H}{\partial y} = \frac{\partial H}{\partial z} = v = w = 0, \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial k}{\partial z} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0.$$

$$4. z \rightarrow z_{+\infty}, y \rightarrow y_{+\infty}, u = u_1, v = 0, w = 0, H = H_1, P = P_1, \tilde{C} = 0, k = k_1, \varepsilon = \varepsilon_1, p = p_1.$$

В этих условиях нижний индекс 1 соответствует параметрам струи окислителя, а индекс 2 – параметрам горючего.

Метод решения. Для численного интегрирования систем уравнений (1, 6-13) или (2-4, 6-13) с краевыми условиями (15-16) используем пространственную двухслойную десятиточечную неявную конечно-разностную схему.

Рассматриваемая область покрывается сеткой $x = k_x i \Delta x, y = j \Delta y, z = k \Delta z$. При этом индексами i, j, k будем обозначать номера узлов по координатным осям x, y, z ($i = 1, 2, \dots; j = 1, 2, \dots; k = 1, 2, \dots; k_x$ – коэффициент сгущения расчетной точки по оси x).

Заменяем дифференциальные аналоги уравнения (1, 6-13) или (2-3, 6-13) с точностью до порядка $O(\Delta x, \Delta y^2, \Delta z^2)$.

В качестве метода численного решения использован численный алгоритм, приведенный в работах [21, 22, 25] и основанный на применении модификации метода SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) и SIMPLER.

Результаты численных расчетов. В данной работе приводим некоторые результаты численного исследования, такие как влияние эмпирических параметров алгебраической и двухпараметрической модели турбулентности, а также исходных параметров горючей и спутной струи на параметры диффузионного факела. Необходимо отметить, что получено хорошее согласие результатов экспериментальных данных для воздушной струи, полученных авторами работы [11] и нашими численными расчетами [21, 22], которые здесь не приводим. В расчетах шаг Δx менялся от 0.01 до 0.25, и при этом на начальном участке струи он превышал значения 0.05.

На рис. 1 приведены результаты методических расчетов свободной дозвуковой воздушной струи, вытекающей из сопла квадратной формы, полученные при разных значениях

эмпирических параметров κ и α алгебраической модели турбулентности (1) на разных расстояниях от выходного сечения сопла. Из профилей распределения плотности потока выяснилось, что уменьшение значения κ приводит к увеличению ядра струи. При достаточно малых значениях κ , например, $\kappa < 0.003$, размеры ядра струи превосходят экспериментальные данные, полученные в работе [11], что неприемлемо. Необходимо подчеркнуть, что достаточное согласование результатов произойдет при значении $\kappa = 0.01$ и $\alpha = 0.5$ даже при разных отношениях сторон сопла.

Далее приводятся некоторые результаты численного исследования трехмерного турбулентного диффузионного горения пропан-бутановой смеси, истекающей из сопла квадратной формы и распространяющейся в покоящуюся среду воздуха (окислителя). При этом предполагается, что скорости, температуры, концентрации струй и среды задавались однородными и ступенчатыми на срезе сопла, а давления струи и среды одинаковы и равны атмосферному давлению.

Для первого расчетного варианта исходные значения параметров брались из работ [29, 30].

I. Зона окислителя:

$$T_1 = 300 \text{ K};$$

$$u_1 = 0;$$

$$(c_1)_1 = 0.232; \quad (c_2) = 0;$$

$$(c_3)_1 = 0; \quad (c_4)_1 = 0.768;$$

$$Pr = Sc = 0.65;$$

II. Зона горючего:

$$T_2 = 1200 \text{ K};$$

$$u_2 = 61 \text{ м/с};$$

$$(c_1)_2 = 0; \quad (c_2)_2 = 0.12;$$

$$(c_3)_2 = 0; \quad (c_4)_2 = 0.88;$$

$$P = \text{const}; \quad (a:b) = (1:1).$$

С точки зрения математического расчета, рассмотрим четырехкомпонентную смесь газов в зоне смешения, состоящую из кислорода O_2 – индекс “1”, смеси пропана-бутана ($C_3H_8 + C_4H_{10}$) – “2”, продуктов горения $CO_2 + 9H_2O$ – “3” и инертного газа N_2 – “4”.

Теплота образования окислителя, продукта реакции и инертного газа принята равной нулю $h_1^* = h_3^* = h_4^* = 0$, а горючего – $h_2^* = 11490$ ккал/кг.

Численные результаты показали, что уменьшение значения эмпирической константы α в выражении (1) приводит к удлинению факела, а увеличение значения α приводит к уменьшению длины факела, также сужается ширина факела.

При использовании алгебраической модели для коэффициента турбулентной вязкости (1) необходимо подобрать эмпирические константы κ и α , чтобы полученные результаты соответствовали экспериментальным данным.

При необоснованном значении κ численно можно получить завышенную длину факела. Например, безразмерная длина $L_\phi = 30$ получается при значении $\kappa = 0.005$, а также при $\kappa = 0.01$, но при более высокой температуре окислителя ($T_2 = 500 \text{ K}$).

Полученная нами расчетная длина факела и полученная по приближенной формуле в рамках метода эквивалентной задачи теории теплопроводности [29], согласуются при $\kappa = 0.01$ и $\alpha = 0.65$, где безразмерная длина факела составляет $L_\phi \approx 27$.

Из поведения профилей кинематического коэффициента турбулентной вязкости, приведенных в разных сечениях струи по осям Oy и Oz (рис. 2), видно, что максимальное его значение наблюдается во фронте пламени. В вариантах $\mu_L = 0$, $\alpha = 0$, где существует ядро струи, значение кинематического коэффициента вязкости равно нулю, а с удалением от среза сопла его максимальное значение перемещается к оси струи и изменение вдоль осей y и z постепенно сглаживается.

Кроме того, на поверхности фронта пламени значение кинематической вязкости имеет максимум. Это объясняется тем, что в этих плоскостях температура имеет максимум, и это, в свою очередь, приводит к возрастанию кинематического коэффициента вязкости.

Известно [10, 32], что поле течения трехмерной струи можно условно представить состоящим из трех участков, отличающихся законами изменения скорости вдоль оси.

К первому участку можно отнести тот участок, где существует ядро струи (примыкающее непосредственно к соплу). В центральной зоне этого участка распределение скорости равно начальному значению. На втором, переходном, участке изменение скорости вдоль оси существенно зависит от формы выходного сечения сопла и в общем случае носит сложный характер. На третьем, основном, участке скорость вдоль оси потока меняется по закону $u \sim x^{-1}$, как и в осесимметричной струе. В этой зоне течения наблюдается подобие профилей скорости в обеих плоскостях симметрии.

Анализ результатов показывает, что полученные закономерности качественно отражают характер течения. Кроме того, отдельные результаты хорошо предсказывают закономерности трехмерных течений, выявленные из экспериментальных данных, полученных другими авторами [4, 6, 17, 29].

Второй вариант исследования относился к изучению задачи на основе двухпараметрической модели турбулентности $k - \varepsilon$. Отметим, что в большинстве существующих работ приводятся профили распределения кинетической энергии турбулентности, а скорость диссипации кинетической энергии не имеет прямых экспериментальных аналогов. Поэтому в данной работе распределения k и ε на срезе сопла определены выражениями $k = \gamma u^2$, $\varepsilon = \beta u^{3/2}$, где γ , β – безразмерные константы. «Произвольность» выбора этих величин должна обеспечить значения турбулентной вязкости (4), соответствующие действительной картине течения.

В расчетах безразмерные исходные значения кинетической энергии турбулентности струи варьируются от 1% до 10% от безразмерной исходной продольной скорости, а диссипация энергии турбулентности от 0.5% до 1% от безразмерной кинетической энергии турбулентности.

В расчетах, во избежание деления на нуль, исходные значения окислителя, k и ε остаются постоянными и малыми.

Удовлетворительно совпадающие результаты получены с использованием первых и вторых моментов для вычисления турбулентной вязкости и достигнуты после многочисленных пробных расчетов с подобранными эмпирическими константами, значения которых равны $c_\mu = 0.08$, $C_1 = 1.3$, $C_2 = 1.5$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.0$, вместо стандартных $c_\mu = 0.09$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$.

Численные результаты свидетельствуют о том, что ширина струи в направлении большой оси отверстия вначале уменьшается, в то время как в направлении малой оси она растет. На некотором расстоянии вниз по потоку их значения становятся равными, после чего обе ширины возрастают практически одинаково. При этом форма струи стремится к осесимметричной, т.е. переходит в круглую ($x = 5$) при $L = 1$.

Полученные нами на основе $k - \varepsilon$ модели турбулентности седлообразные формы профилей продольной скорости в направлении большой оси наблюдались в экспериментах Сфорца [10], однако, они не были получены численно с использованием $k - \varepsilon$ модели в работе [17], и также не были получены нами при использовании алгебраической модели (1), где исследовалась трехмерная турбулентная свободная струя, истекающая из сопла прямоугольной формы.

Исследования, выполненные различными авторами [2, 7, 17, 29], свидетельствуют о существенном характере влияния начального уровня турбулентности на параметры струи и форму факела.

Из численно полученных результатов следует, что увеличение начальных значений кинетической энергии турбулентности ($k_2 = 0.01$, $k_2 = 0.05$) приводит к интенсивному перемешиванию и горению, что приводит к сужению ширины и укорачиванию длины диффузионного факела и достоверно представляет физику течения [2, 7, 17, 29].

Выявлено, что при удачном подборе значений эмпирических констант алгебраической модели $\kappa = 0.01$, $\alpha = 0.65$ и $k - \varepsilon$ модели $c_\mu = 0.08$, $C_1 = 1.3$, $C_2 = 1.5$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.0$,

можно получить хорошее согласование результатов в начальных сечениях плоскостей XU и XZ , а распределение осевых значений продольной скорости на оси симметрии течения мало отличается.

Заключение. Можно отметить, что, когда требуется получить только параметры осредненного течения, нет необходимости привлекать многопараметрические модели турбулентности, а вполне достаточно использовать простые выражения для обмена коэффициента турбулентной вязкости (1).

При оптимальном подборе эмпирических параметров алгебраической и $k-\epsilon$ моделей турбулентности на начальных участках струи, результаты исследования моделей хорошо согласуются и соответствуют экспериментальным данным, полученным другими авторами.

Полученные численные результаты подтверждают, что течение трехмерной струи можно условно представить в виде трех участков.

Полученные результаты вносят некоторый вклад в теорию турбулентных струй реагирующих газов и могут быть использованы при проектировании огнетехнических установок.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Абрамович Г.Н.* Прикладная газовая динамика. В 2-х ч. Ч.1. Москва. Наука, 1991, - 600 с.
- [2] *Абрамович Г.Н.* Теория турбулентных струй. Москва. Наука, 1984, -718 с.
- [3] *Бай-Шу-И.* Теория струй. Пер. с англ. Москва. Физматгиз, 1960, -326 с.
- [4] *Вулис Л.А., Еришин Ш.А., Ярин Л.П.* Основы теории газового факела. Ленинград. Энергия, 1968, -204 с.
- [5] *Липин Ю.В.* Турбулентный пограничный слой в сверхзвуковых потоках газа. Москва. Наука, 1982, -312 с.
- [6] *Кузнецов В.Р., Сабельников В.А.* Турбулентность и горение. Москва. Наука, 1986, -288 с.
- [7] *Агульков А., Джаугаитин К.Е., Ярин Л.* Исследование структуры трехмерных турбулентных струй // Изв. АН СССР. МЖГ. 1975, №6. С.13-21
- [8] *Крашенинников С.Ю., Рогольская Е.Г.* Распространение струй из прямоугольных сопел, свободных и вблизи экрана // Изв. АН СССР, МЖГ. 1979, №4. С. 49-56.
- [9] *Туркус В.А.* Структура воздушного приточного факела, выходящего из прямоугольного отверстия // Отопление и вентиляция. 1933, №5.
- [10] *Sforza P.M. Trentacoste N.* Further experimental results for three-dimensional free jets // AIAA J. 1967, V.5, No. 5, pp. 885-890.
- [11] *Палатник И.Б., Темирбаев Д.Ж.* О распространении свободных турбулентных струй, вытекающих из насадки прямоугольной формы // Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики. Алма-Ата. Изд. АН Казахской ССР, 1964. С. 18-28.
- [12] *Исатаев С.И., Тарасов С.В., Толеуов Г.* Экспериментальное исследование трехмерных турбулентных струй, распространяющихся из сопел с прямоугольным выходным сечением // Вестник КазГУ. Серия физическая. 1995, №2.
- [13] *Исатаев С.И., Толеуов Г., Исатаев М.С.* Исследование средних характеристик трехмерных турбулентных струй // Вестник Казахского национального университета. Серия физическая. 2012, № 2(41). С. 54-60.
- [14] *Кузов К.* Аэродинамика струй, истекающих из прямоугольных сопел // Промышленная теплотехника. 1990, Т.12, №4. С. 38-44.
- [15] *Way J., Libby P.A.* Application of hot-wire anemometry and digital techniques to measurements in a turbulent helium jet // AIAA J.1971, Vol.9.
- [16] *Вулис Л.А.* К расчету свободных турбулентных течений с помощью эквивалентной задачи теории теплопроводности // Известия АН Каз ССР. Серия энергетическая. 1960, вып. 2(18).
- [17] *Мак-Гирк Дж., Дж. Родри В.* Расчет трехмерных турбулентных свободных струй. В кн. Турбулентные сдвиговые течения. Москва. Машиностроение, 1982. Т. 2. С. 72-88.
- [18] *Макашева А.П., Найманова А.Ж.* Численные расчеты сверхзвуковых недорасширенных струй в спутном потоке с использованием параболизированных уравнений Навье-Стокса // Прикладная механика и техническая физика. 2008, Т. 49, №3, С. 54-63.
- [19] *Ходжиев С., Юлдошев Ш.С., Махмудов С.А.* Исследования начальных участков свободных турбулентных струй, вытекающих из насадок прямоугольной формы // Проблемы механики. 1992, №3-4. С. 64-68.
- [20] *Nikjooy M., Karki K.C., Mongia H.C.* Calculation of turbulent three-dimensional jet-induced flow in rectangular enclosure// AIAA pap-19990, n 0684-pb-10. 1991, No.1, p.144.
- [21] *Ходжиев С.* Метод и алгоритм расчета изобарических и неизобарических трехмерных турбулентных струй реагирующих газов // Известия вузов. Математика. Казань. 2023, №11. С. 1-18.
- [22] *Ходжиев С., Муродов Ш.Н., Авезов А.Х.* Численное моделирование трехмерных турбулентных струй реагирующих газов, вытекающих из сопла прямоугольной формы на основе "к-ε" модели турбулентности // Научный вестник Бухарского государственного университета. 2007, №3. С. 81-87.
- [23] *Липин Ю.В., Стрелец М.Х.* Внутренние течения газовых смесей. Москва. Наука. 1989, - 368 с.
- [24] *Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р.* Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2-х т. Т.1. Пер. с англ. Москва. Мир, 1990, -392 с.

- [25] Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2-х т. Т.2. пер. с англ. Мочсква. Мир, 1990, -392 с.
- [26] Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений. Учебное пособие. Санкт-Петербург. Изд-во Политехн. ун-та, 2009. -143 с.
- [27] Шваб А.В. Связь между температурными и скоростными моделями газового факела / Сб. Научных трудов Исследования процессов горения натурального топлива. Под ред. Г. Ф. Кнорре. Москва. Госэнергоиздат, 1948.
- [28] Зельдович Я.Б. К теории горения неперемешанных газов // Журнал технической физики. 1949, Т.19, вып. 10.
- [29] Вулис Л.А., Ярин Л.П. Основы теории газового факела. Ленинград. Энергия, 1978, -216с.
- [30] Хужаев И., Хамдамов М.М. Численные алгоритмы расчета турбулентных струйных течений реагирующих газов. Бухара. Садриддин Салим Бухорий. Дурдона, 2022, - 124с.
- [31] Ходжиев С., Йудошев Ш.С., Савриев Ш.Ш. К расчету модели трехмерного турбулентного диффузионного факела // Science and innovation. International Scientific Journal. 2022, Vol.1. issue 8, pp.1211-1219.
- [32] Trentacoste N., Sforza M.P. Further experimental results for three-dimensional free jets // AIAA. 1967, Vol. 5, No. 5, pp. 885-890.

Дата поступления
14.12.2024

Ходжиев С., Аминов Х.Х., Маматалиева Г.М. Навье-Стокс тенгламалари асосида уч ўлчовли турбулент реакцияга киришувчи оқимларни моделилаштириши ва айрим сонли натижалар.

Аннотация. Ушбу мақолада тўғри тўртбурчак соплдан оқиб чиқаётган ва тинч ҳаво (оксидловчи) оқимида тарқалаётган пропан-бутан аралашмасининг уч ўлчовли турбулент диффузион ёнишини сонли ўрганишининг баъзи натижалари келтирилган. Фазовий турбулент оқимларни моделилаштириши кўп компонентли кимёвий реакцияга киришувчи газ аралашмалари учун Навье-Стокс тенгламаларининг уч ўлчовли параболлаштилган системаси асосида амалга оширилган. Дифференциал тенгламалар системаси тенгламаларнинг дифференциал аналоглари $O(\Delta x, \Delta y^2, \Delta z^2)$ аниқликдаги айирмалар билан алмаштирилган ҳолда икки қатламли ўн нуқтали ошқормас чекли айирма схемасини қўлланган ҳолда ва SIMPLE методи модификацияси орқали ечилган. Турбулент ёпишқоқликни ҳисоблаш учун алгебраик ва икки параметрли "к-ε" турбулентлик моделлари қўлланилган. Ушбу моделларнинг эмпирик параметрларининг қийматларини струя ва аланга параметрларига таъсири сонли ўрганиши натижалари ва уларнинг қандай қийматларида сонли олинган натижаларнинг бошқа муаллифларнинг тажриба натижалари билан яхши мос келиши кўрсатилган.

Калит сўзлар: Навье-Стокс, реактив, турбулентлик, аланга, диффузион ёниши, аралашма, газ, реакция.

Khodzhiyev S., Aminov Kh.Kh., Mamatalieva G.M. Modeling and some numerical results of the study of three-dimensional turbulent reactive jets based on the Navier-Stokes equations.

Abstract. This paper presents some results of a numerical study of three-dimensional turbulent diffusion combustion of a propane-butane mixture flowing out of a square nozzle and propagating into a stationary air (oxidizer) environment. Modeling of spatial turbulent flows is carried out based on three-dimensional parabolized systems of Navier-Stokes equations for multicomponent chemically reacting gas mixtures. The system of differential equations is solved numerically using a two-layer ten-point implicit finite-difference approximation scheme, sweep and simple iteration, by modifying the SIMPLE method, replacing differential analogs of the equations with an accuracy of up to the order of $O(\Delta x, \Delta y^2, \Delta z^2)$. An algebraic and two-parameter "k-ε" turbulence models are used to calculate the turbulent viscosity. The influence of empirical parameters of these models on the parameters of the jet and torch is numerically investigated, and optimal values of the parameters are found, allowing good agreement between the numerical results and experimental data obtained by other authors.

Keywords: Navier-Stokes, jet, turbulence, torch, diffusion combustion, nozzle, mixture, reacting gas.

УДК 532

ПРИМЕНЕНИЕ НЕЛИНЕЙНОЙ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА ОСЕСИММЕТРИЧНОЙ ДОЗВУКОВОЙ СТРУИ

¹Носирова Н.А., ^{1,2}Мадалиев М.Э.

¹Институт механики и сейсмостойкости сооружений им.М.Т.Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан.

²Ферганский политехнический институт, Фергана, Узбекистан

E-mail: Madaliev.me2019@mail.ru

Аннотация. В данной работе рассматривается математическое моделирование процесса осесимметричного дозвукового струйного течения газа на основе модели турбулентности RSM S-Omega. Исследование направлено на анализ турбулентных характеристик струи и оценку точности модели RSM S-Omega при численном решении задач газодинамики. Приведены основные уравнения, использованные в модели, а также методология численных расчетов. В качестве объекта исследования рассматривается дозвуковая струя в осесимметричной постановке, для которой проведены расчеты полей скорости, давления и интенсивности турбулентности. Полученные численные результаты сравниваются с экспериментальными данными из базы NASA, а также с результатами, полученными с использованием программного обеспечения Ansys Fluent. Сравнение показывает высокую степень согласия и подтверждает применимость модели RSM S-Omega для моделирования сложных турбулентных течений. Кроме того, модель RSM S-Omega показала лучшие результаты по сравнению с линейными моделями турбулентности SA и SST.

Ключевые слова: уравнения Навье-Стокса, RANS, модель напряжений Рейнольдса, Ansys Fluent.

Введение. Осесимметричные дозвуковые струи являются ключевым элементом во множестве инженерных и научных приложений, таких как аэрокосмическая техника, системы вентиляции, теплоснабжение и энергетические установки. В частности, они широко используются в моделировании воздушных потоков газовых турбин, процессе сжигания в двигателях и других технологических процессах, где необходим точный контроль и предсказание поведения потоков [1-4]. Основной особенностью таких струй является наличие турбулентных характеристик, что делает их моделирование особенно сложным и многозадачным. Турбулентные потоки отличаются высокой степенью хаотичности, переменным распределением скорости и давления, а также сложной структурой, которая включает в себя различные масштабы движения. Это в свою очередь приводит к необходимости использования математических моделей, которые могут точно описывать такие сложные явления. В число таких моделей входят как линейные, так и нелинейные модели турбулентности. Линейные модели, такие как модель Spalart-Allmaras (SA) и модель Shear Stress Transport (SST), применяются в тех случаях, когда необходимо получить быстрые результаты для менее сложных течений. Однако для более точных расчетов в сложных геометриях и потоках с выраженной анизотропией турбулентности необходимо использовать сложные методы, такие как модели Рейнольдса (RSM), которые способны детально учитывать взаимодействие всех составляющих турбулентного потока [5].

Модель турбулентности RSM S-Omega представляет собой усовершенствованную версию модели Рейнольдса, которая отличается высокой точностью при решении задач, связанных с турбулентными потоками. Она позволяет учитывать анизотропию турбулентности и сложные эффекты турбулентной диффузии и напряжений, что делает её весьма эффективной для моделирования высокоскоростных дозвуковых струй, где градиенты скорости и давления могут быть значительными. Модель RSM S-Omega учитывает различные механизмы турбулентного транспорта и является мощным инструментом для изучения таких сложных течений, как дозвуковые струи в осесимметричных установках.

В данной работе поставлена задача анализа поведения осесимметричной дозвуковой струи с использованием модели турбулентности RSM S-Omega с целью более точного предсказания характеристик потока, таких как распределение скорости, давления и интенсивности турбулентности. Одной из основных задач является сравнительный анализ численных результатов с экспериментальными данными, полученными из базы NASA, а также с результатами, полученными с помощью численного метода в Ansys Fluent. Сравнение с экспериментальными данными дает возможность оценить точность модели RSM S-Omega и её применимость для решения задач в области газодинамики.

Особое внимание уделено сравнению модели RSM S-Omega с линейными моделями турбулентности, такими как SA [7] и SST [8-9], поскольку они являются наиболее распространёнными в инженерной практике благодаря своей простоте и скорости вычислений. Однако, как показывает практика, линейные модели часто недостаточно точны при моделировании сложных турбулентных течений, что ограничивает их использование в более сложных инженерных приложениях. В отличие от них, модель RSM S-Omega обеспечивает значительно большую точность и позволяет моделировать сложные явления, такие как взаимодействие турбулентных вихрей, а также влияние неустойчивости течения на характеристики потока.

Данное исследование позволит более детально изучить характеристики осесимметричных дозвуковых струй и оценить влияние различных моделей турбулентности на точность численных расчетов. Результаты работы могут быть полезны для разработки более эффективных методов оптимизации воздушных и газовых потоков в различных инженерных системах, таких как двигатели, системы вентиляции, теплообменники, а также для решения научных задач, связанных с моделированием турбулентных течений. Таким образом,

эта работа имеет важное значение как для теоретического, так и для практического применения в области численного моделирования турбулентных потоков. В дальнейшем результаты могут быть использованы для совершенствования методов расчета турбулентных потоков в сложных геометриях, а также для улучшения моделей, применяемых в вычислительной газодинамике.

Физическая и математическая постановка задачи. Задача, рассмотренная в данной работе, заключается в предоставлении тестового случая для проверки моделей турбулентности. В отличие от тестирования, целью которого является подтверждение правильности реализации модели, здесь проводится сравнение результатов CFD с экспериментальными данными для оценки способности модели адекватно воспроизводить физические процессы. Для проверки используется последовательность вложенных сеток одного семейства, которая может быть предоставлена по желанию. Также предлагаются данные для сравнения. В частности, для данного случая дозвуковой струи данные были получены из эксперимента. Эксперимент проводился с использованием струи (Acoustic Research Nozzle 2, или ARN2), радиус которой составляет 1 дюйм (25.4 мм) [10]. Число Маха на выходе струи для данного случая приблизительно равно $M_{jet} = u_{jet}/a_{jet} = 0.51$, в то время как "акустическое маховское число" u_{jet}/a_{ref} составляет около 0.5. В экспериментах осесимметричная струя выходит в неподвижную атмосферу. Однако, учитывая, что для некоторых CFD кодов трудно достичь условия неподвижного воздуха, в данном случае CFD расчеты были выполнены с очень низкими фоновыми условиями окружающей среды ($M_{ref} = 0.01$, движение слева направо, в том же направлении, что и струя). Хотя эти изменения в граничных условиях оказывают определенное влияние, тестирование показало, что оно минимально, и значение $M_{ref} = 0.01$ является разумным компромиссом. Необходимые условия струи были установлены через полный напор и температуру на входной поверхности внутри струи, как показано на рис.1,а. Важно отметить, что данный осесимметричный случай не является двухмерным расчетом; используется периодическая (повернутая) сетка с соответствующими граничными условиями на периодических сторонах. Кроме того, была выполнена симуляция с сеткой значительно большего размера (в 1.5 раза большей по радиальному направлению и в 2 раза большей по расстоянию вверх по течению), и результаты CFD, полученные на этой сетке, практически совпали с результатами, полученными на текущей сетке (рис.1,б) [6].

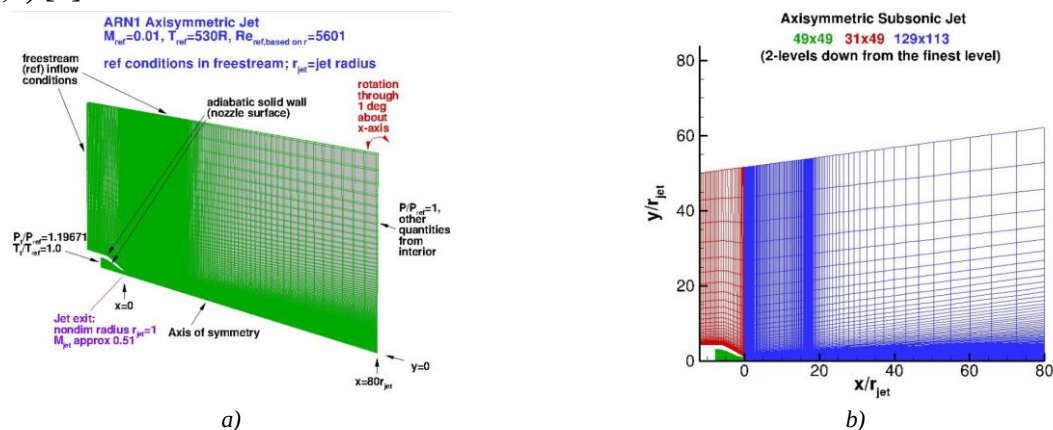


Рис.1. Геометрия осесимметричной дозвуковой струи - а) и расчетная сетка - б) [6]

Математическая модель. Для исследования осесимметричной дозвуковой струи в данной работе использовались осреднённые уравнения Навье-Стокса с учетом осреднения по Рейнольдсу (RANS). Эти уравнения представляют собой основополагающую математическую модель, которая описывает динамику несжимаемой жидкости и формирует систему дифференциальных уравнений, связывающих изменения скорости, давления и темпера-

туры с пространственными координатами и временем. Осреднение по Рейнольдсу позволяет разделить поток на среднюю и пульсационную составляющие, что даёт возможность учесть влияние турбулентных флуктуаций, не решая их напрямую, а это, в свою очередь, существенно снижает вычислительные затраты и делает задачу более выполнимой для современных численных методов. Осреднённые уравнения Навье-Стокса в форме RANS обеспечивают эффективное моделирование турбулентных процессов за счёт введения дополнительных членов, представляющих турбулентные напряжения. Эти напряжения требуют использования моделей турбулентности для замыкания системы уравнений, что делает возможным детальное исследование сложных течений. Для осесимметричной дозвуковой струи система уравнений в осреднённой форме принимает следующий вид:

- уравнение сохранения массы (уравнение непрерывности), которое описывает закон сохранения массы внутри расчетной области:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0; \quad (1)$$

- уравнение сохранения импульса, которое описывает изменение скорости жидкости под воздействием внешних и внутренних сил:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}, \quad (2)$$

где $\bar{u}_i$ – компоненты среднего скоростного потока, $\bar{p}$ – среднее давление, ν – кинематическая вязкость, τ_{ij} – компоненты тензора напряжений, ρ – плотность.

Модели турбулентности. Модель турбулентности RSM (Reynolds Stress Model) S-omega [10-15] является одной из наиболее сложных и точных моделей, применяемых для численного моделирования турбулентных течений. Её уникальность заключается в способности учитывать анизотропию турбулентных напряжений и моделировать напряжения Рейнольдса непосредственно, без использования гипотезы о турбулентной вязкости, которая является основой для более простых моделей, таких как k - ϵ или SST. Это делает модель RSM особенно полезной для задач, где присутствуют сильные градиенты скорости, сложные взаимодействия вихрей и выраженная анизотропия турбулентных процессов. В версии RSM S-omega модель дополнительно интегрирует элементы модели k - ω , что обеспечивает более точное описание турбулентного течения, особенно вблизи стенок, где влияние вязкости играет ключевую роль. Благодаря этому RSM S-omega демонстрирует высокую точность при моделировании пограничных слоёв и областей с сильным сжатием или расширением потока.

Уравнения напряжений Рейнольдса следующие:

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t} + \bar{u}_k \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k} = P_{ij} - \epsilon_{ij} + D_{ij} + \Pi_{ij} + \Phi_{ij}. \quad (3)$$

Здесь R_{ij} – компоненты тензора напряжений Рейнольдса, P_{ij} – производство турбулентных напряжений, ϵ_{ij} – диссипация, D_{ij} – диффузия, Π_{ij} – давление и Φ_{ij} – источник термических напряжений.

Уравнение для специфической скорости разрушения турбулентности (ω):

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \omega^2. \quad (4)$$

Это уравнение описывает разрушение турбулентной энергии, где P_k – производство кинетической энергии турбулентности.

Основным преимуществом данной модели является её способность воспроизводить сложные физические явления, такие как взаимодействие турбулентных вихрей, турбулентная диффузия и влияние градиентов давления. Однако сложность модели RSM приводит к

увеличению вычислительных затрат, что делает её менее практичной для простых задач, но идеальной для сложных инженерных и научных приложений, таких как дозвуковые струи, отрывные течения и смешение в турбулентных потоках. Таким образом, модель турбулентности RSM S- ω является мощным инструментом для решения задач, требующих высокой точности и учёта сложных взаимодействий внутри потока, предоставляя исследователям и инженерам возможность более глубоко изучать характеристики турбулентности и улучшать проектирование сложных систем.

Метод решения. Для решения данной задачи были выбраны и настроены следующие параметры численного моделирования. В качестве типа решателя использован метод, основанный на плотности (Density-Based), что позволяет более точно учитывать изменения плотности в потоке. Формулировка решения выбрана Implicit, что обеспечивает стабильность расчета и возможность использования больших временных шагов, что особенно важно для задач с высокой вычислительной сложностью. Тип потока (Flux Type) определен как Roe-FDS, что является одним из наиболее популярных подходов для моделирования аэродинамических задач, так как данный метод эффективно обрабатывает сильные градиенты и ударные волны. Для пространственной дискретизации уравнений RANS была применена высокоточная схема второго порядка (Second Order Upwind), которая улучшает точность расчетов, особенно в зонах с высокими градиентами скорости и давления. В то же время для модели напряжений Рейнольдса (RSM) использована схема первого порядка (First Order Upwind), так как она обеспечивает устойчивость вычислений при наличии сложных взаимодействий турбулентных структур. Такое сочетание дискретизаций позволяет достичь оптимального баланса между точностью и устойчивостью расчетов. Контроль точности расчетов осуществлялся с использованием значения остатка (Residual Factor), которое было установлено равным $1e^{-4}$, что соответствует требованиям к сходимости для подобных задач. Расчет проводился в течение 1600 итераций, что оказалось достаточным для достижения сходимости и получения стабильного решения. Такой подход к настройке параметров позволяет обеспечить высокую надежность численного моделирования и воспроизведение всех ключевых характеристик исследуемого течения.

Результаты и их обсуждение. На рис.2 представлены графики изменения безразмерной осевой скорости и кинетической энергии турбулентности вдоль оси струи. Эти зависимости позволяют проанализировать характер распределения скорости в осевом направлении и определить области с наибольшей интенсивностью турбулентности. Представленные данные демонстрируют, как скорость и турбулентная кинетическая энергия изменяются от начального участка струи к дальнейшим областям, отражая особенности развития струйного течения и динамики турбулентности.

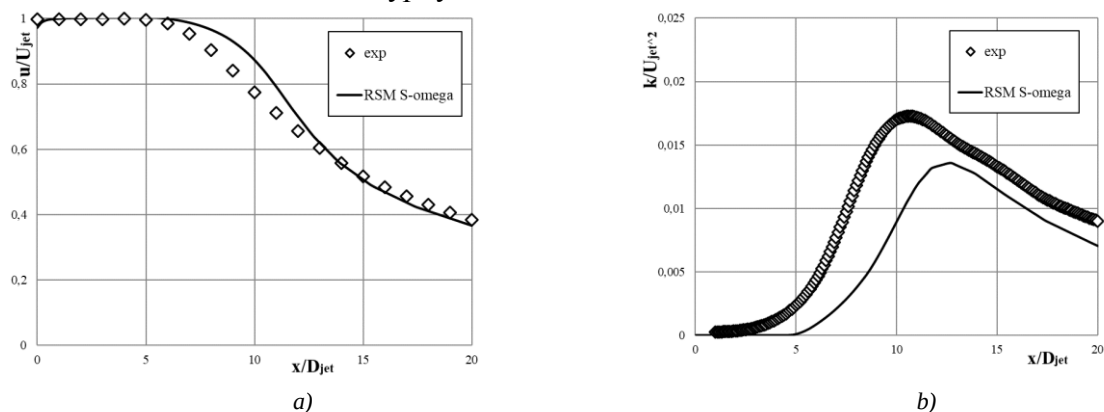


Рис. 2. Графики изменения безразмерной осевой скорости и кинетической энергии турбулентности вдоль оси струи

Как видно из рис.2,а, осевая скорость струи преимущественно демонстрирует отклонения в пределах диапазона $6 < x/D_{jet} < 14$. В остальных областях результаты численного моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными, особенно на больших

расстояниях от сопла (в дальних калибрах). В то же время кинетическая энергия турбулентности, рис.2,b, показывает несколько заниженные значения по сравнению с экспериментальными данными, что может быть связано с ограничениями модели турбулентности при описании интенсивности турбулентных флуктуаций в определённых зонах потока.

На рис.3 представлены изменения осевых скоростей на различных сечениях струи, соответствующих значениям $x/D_{jet} = 2, 5, 10, 15, 20$. Эти графики позволяют оценить характер распределения осевых скоростей на разных расстояниях от сопла. Результаты демонстрируют процесс постепенного затухания скорости по мере удаления от источника струи, а также расширение области влияния струйного течения с увеличением осевого расстояния. Такое поведение отражает типичные закономерности развития дозвуковой струи в свободном пространстве.

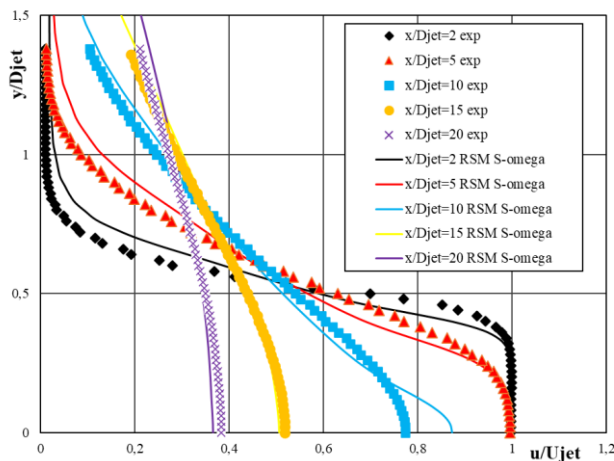


Рис.3. Изменения осевых скоростей на различных сечениях струи

Как видно из рис.3, результаты численного моделирования показывают хорошее согласование с экспериментальными данными на всех сечениях. Однако на участке $x/D_{jet}=10$, в центральной части струи, значения осевой скорости, полученные по модели, немного превышают экспериментальные данные. Это отклонение также заметно на рис.2,a, где осевая скорость на данном участке демонстрирует небольшое превышение расчетного значения по сравнению с экспериментом.

На рис.4 показано изменение радиальных скоростей на различных сечениях струи. Эти графики позволяют проанализировать распределение радиальных компонент скорости на различных расстояниях от сопла. Изменение радиальной скорости в потоке может дать важную информацию о характере взаимодействия струи с окружающей средой, а также о развитии турбулентных процессов в области распространения потока.

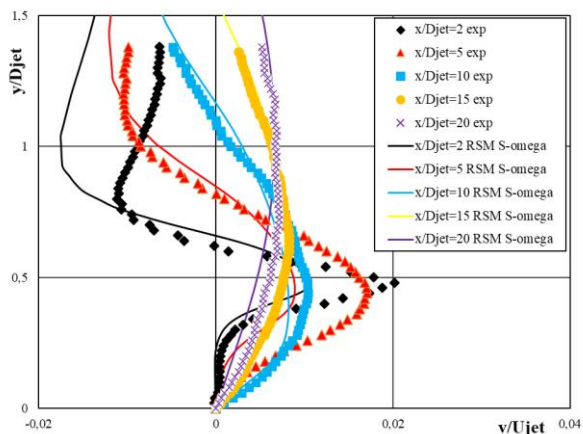


Рис. 4. Изменение радиальных скоростей на различных сечениях струи

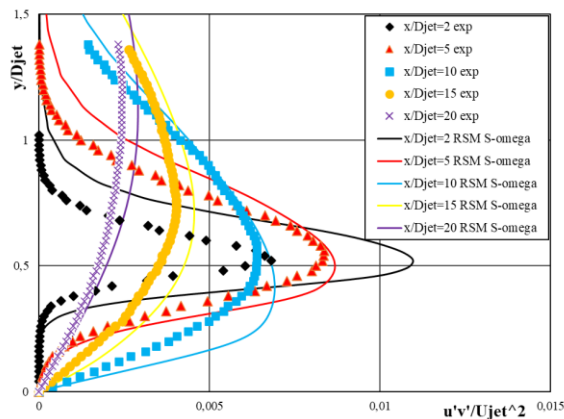


Рис. 5. Изменение напряжений Рейнольдса на различных сечениях струи

Как видно из рис.4, на всех сечениях наблюдается отклонение радиальной скорости от экспериментальных данных. Эти отклонения могут быть связаны с особенностями модели турбулентности или с использованием определённых предположений в численном решении, что приводит к небольшим погрешностям в расчёте радиальной скорости на различных расстояниях от сопла. Важно отметить, что эти отклонения могут быть более выраженными в определённых областях потока, особенно в зонах с высокими градиентами скорости и сложными турбулентными структурами.

На рис.5 показано изменение напряжений Рейнольдса на различных сечениях струи. Эти графики позволяют проанализировать распределение турбулентных напряжений в разных областях потока и оценить их влияние на динамику струи. Напряжения Рейнольдса играют ключевую роль в моделировании турбулентных процессов, так как они отражают взаимодействие между средними и пульсационными составляющими скорости потока. Изменения этих напряжений на разных сечениях могут помочь понять, как турбулентные флуктуации и их взаимодействие с основным потоком влияют на характеристики струи на различных этапах её распространения.

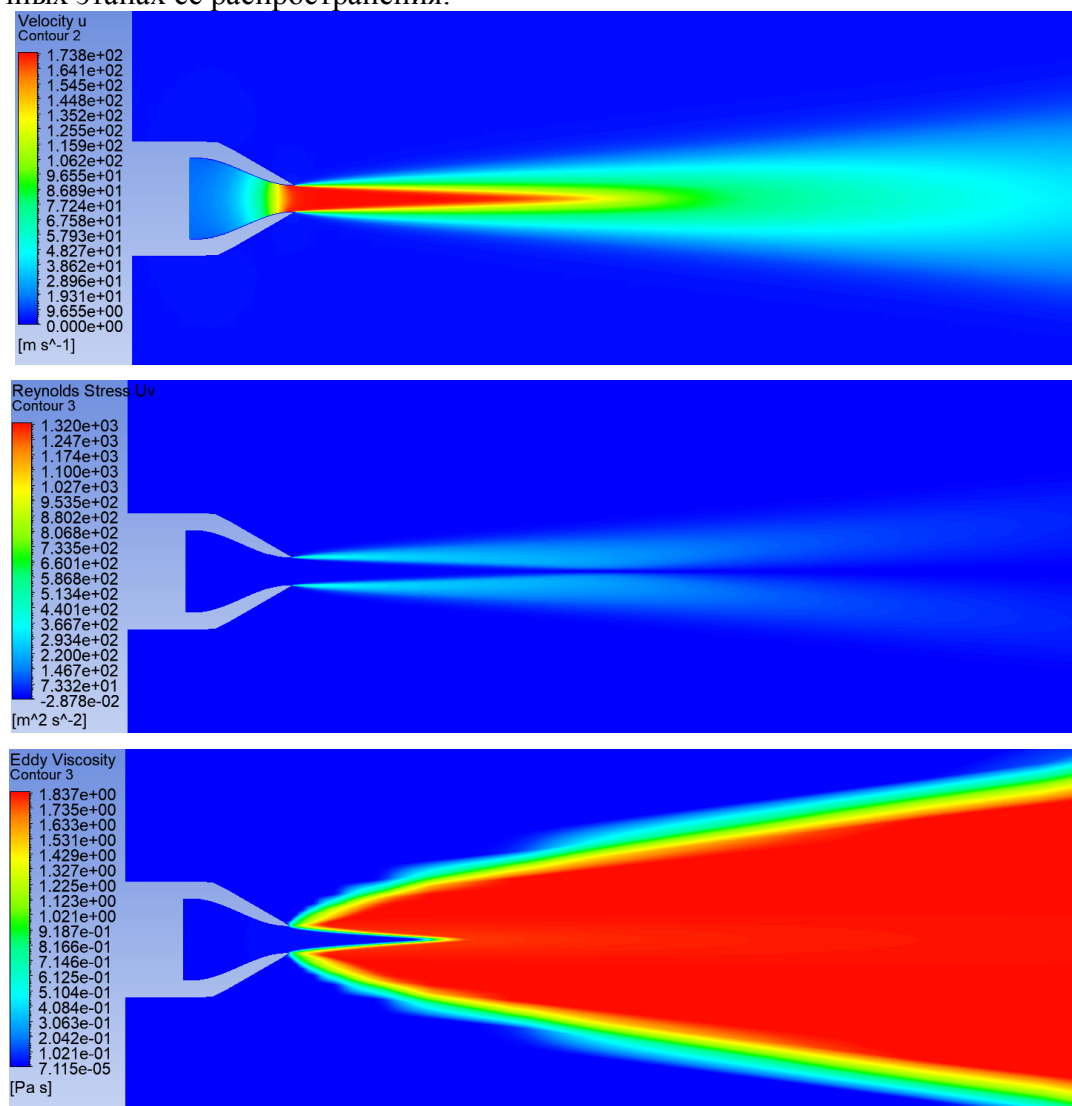


Рис. 6. Изолинии осевой скорости, напряжений Рейнольдса и вихревой вязкости

Из рис.5 видно, что напряжения Рейнольдса показывают отклонения на всех сечениях струи. Однако, несмотря на эти отклонения, результаты модели RSM демонстрируют более высокую точность по сравнению с результатами базовых моделей NASA, а также моделей SA и SST. Это свидетельствует о том, что модель RSM обеспечивает более надежное

описание турбулентных напряжений в данной задаче, что делает её предпочтительным выбором для более точных расчетов турбулентных процессов в таких сложных течениях, как дозвуковые струи.

На рис.6 представлены изолинии осевой скорости, напряжений Рейнольдса и вихревой вязкости потока.

Изолинии осевой скорости показывают, как скорость изменяется вдоль оси струи, выявляя зоны с более высокой и низкой скоростью. Напряжения Рейнольдса отображают интенсивность турбулентных флуктуаций, а вихревая вязкость помогает понять влияние турбулентных вихрей на поток. Эти данные позволяют глубже проанализировать структуру потока и выявить ключевые области с высокими турбулентными напряжениями и вихревой активностью, что важно для точного моделирования турбулентных процессов.

Заключение. Проведенное исследование характеристик осесимметричной дозвуковой струи с использованием модели турбулентности RSM S-omega показало, что данная модель обладает высокой точностью при моделировании турбулентных процессов в струе. Результаты численного моделирования, полученные с использованием метода Density-Based и схем Second Order Upwind и First Order Upwind, продемонстрировали хорошее согласие с экспериментальными данными на большинстве сечений. Особенно стоит отметить, что в области $x/D_{jet}=10$ осевая скорость в расчетах превышала экспериментальные значения, что указывает на возможные погрешности при моделировании турбулентных процессов в центре струи. Несмотря на некоторые отклонения, такие как заниженные значения кинетической энергии турбулентности и отклонения радиальных скоростей, результаты модели RSM оказались более точными по сравнению с базовыми моделями, такими как SA и SST, что делает её предпочтительным выбором для сложных турбулентных задач. Моделирование напряжений Рейнольдса показало, что модель RSM более эффективно учитывает анизотропию турбулентности, чем упрощенные модели, и дает более точные результаты, особенно в области турбулентных флуктуаций. Таким образом, модель турбулентности RSM S-omega подтвердила свою высокую эффективность в решении задачи моделирования дозвуковой струи и может быть рекомендована для более сложных приложений, требующих точных расчетов турбулентных процессов в аэродинамических и других инженерных задачах.

Исследования выполнены по бюджетному финансированию Института механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева АН РУз.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Cavalieri, A. V., Jordan, P., Colonius, T., Gervais, Y. Axisymmetric superdirectivity in subsonic jets // Journal of fluid Mechanics. 2012, No.704, pp.388-420.
- [2] Birch S. A review of axisymmetric jet flow data for noise applications / In 12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (27th AIAA Aeroacoustics Conference), 2006, May. P. 2602.
- [3] Jiang, X., Avital, E. J., & Luo, K. H. Direct computation and aeroacoustic modelling of a subsonic axisymmetric jet // Journal of sound and vibration. 2004, No. 270 (3), pp.525-538.
- [4] Jiang X., Avital E.J., Luo K. H. Sound generation by vortex pairing in subsonic axisymmetric jets //AIAA journal. 2004, No. 42(2), pp.241-248.
- [5] Morris P. J. Turbulence measurements in subsonic and supersonic axisymmetric jets in a parallel stream // AIAA journal. 1976, No.14(10), pp.1468-1475.
- [6] Turbulence Modeling Resource. NASA Langley Research Center. URL:<http://turbmodels.larc.nasa.gov>.
- [7] Spalart P.R. Allmaras S.R. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows // Recherche Aerospaciale. 1994, No. 1, pp. 5-21.
- [8] Shur M.L., Strelets M.K., Travin A.K., Spalart P.R. Turbulence Modeling in Rotating and Curved Channels: Assessing the Spalart-Shur Correction // AIAA Journal. 2000, Vol. 38, No. 5, pp. 784-792. URL:<https://doi.org/10.2514/2.1058>.
- [9] Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. 1994, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605. URL: <https://doi.org/10.2514/3.12149>.
- [10] Bridges J., Wernet M.P. Establishing Consensus Turbulence Statistics for Hot Subsonic Jets / AIAA Paper 2010-3751, 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Stockholm, Sweden, June 2010. URL: <https://doi.org/10.2514/6.2010-3751>.
- [11] Bridges J., Wernet M.P. The NASA Subsonic Jet Particle Image Velocimetry (PIV) Dataset / NASA/TM-2011-216807, November. 2011. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20110023688>.

- [12] Eisfeld B., Rumsey C., Togiti V. Erratum: Verification and Validation of a Second-Moment-Closure Model / AIAA Journal. 2016, Vol. 54, No. 9, pp. 2926. URL: <https://doi.org/10.2514/1.J055336>.
- [13] Cecora R.-D., Radespiel R., Eisfeld B., Probst A. Differential Reynolds-Stress Modeling for Aeronautics // AIAA Journal. 2015, Vol. 53, No. 3, pp. 739-755. URL: <https://doi.org/10.2514/1.J053250>.
- [14] Cecora R.-D., Eisfeld B., Probst A., Crippa S., Radespiel R. Differential Reynolds Stress Modeling for Aeronautics / AA Paper 2012-0465, January 2012. URL: <https://doi.org/10.2514/6.2012-465>.
- [15] Eisfeld B. Implementation of Reynolds Stress Models into the DLR-FLOWer Code / Institutsbericht, DLR-IB 124-2004/31, Report of the Institute of Aerodynamics and Flow Technology, Braunschweig, ISSN 1614-7790, 2004.

Дата поступления

12.11.2024

Носирова Н.А., Мадалиев М.Э. Турбулентликини чирикқиз моделини товуш тезлигидан паст ўққа нисбатан симметрик масалани ҳисоблашда қўллаш.

Аннотация. Ушбу ишда RSM S-Omega турбулент моделига асосланган товуш тезлигидан паст ўққа нисбатан симметрик оқимнинг математик моделини қўриб чиқилади. Тадқиқот турбулент оқим хусусиятларини таҳлил қилиш ва газодинамик масалаларни сонли ечимини топишда RSM S-Omega моделининг аниқлигини баҳолашга қаратилган. Моделда ишлатилган асосий тенгламалар ва сонли ҳисоблаш методологияси келтирилган. Тадқиқот объекти сифатида ўққа нисбатан симметрик шаклда жойлашган товуш тезлигидан паст оқим қўриб чиқилиб, унинг тезлик, босим ва турбулентсиянинг интенсивлиги майдонлари бўйича ҳисоблашлар ўтказилган. Сонли равишда олинган натижалар NASA базасидан олинган экспериментал маълумотлар билан ҳамда ANSYS FLUENT дастурий таъминоти ёрдамида олинган натижалар билан солиштирилган. Солиштириш юқори даражадаги мослиқни кўрсатади ва RSM S-Omega моделининг мураккаб турбулент оқимларни моделлаштириш учун қўлланилишини тасдиқлайди. Бундан ташқари, RSM S-Omega модели SA ва SST турбулентия моделлари билан солиштирилганда яхшироқ натижаларни кўрсатади.

Калит сўзлар: Навье-Стокс тенгламалари, RANS, Рейнолдс кучланишлари модели, ANSYS FLUENT.

Nosirova N.A., Madaliyev M.E. Application of a nonlinear turbulence model to calculate an axisymmetric subsonic jet.

Abstract. This paper focuses on the mathematical modeling of an axisymmetric subsonic gas jet flow based on the RSM S-Omega turbulence model. The objective of the study is to analyze the turbulent characteristics of the jet and evaluate the accuracy of the RSM S-Omega model in numerically solving gas dynamics problems. The fundamental equations used in the model and the methodology for numerical calculations are presented. This study examines a subsonic jet in an axisymmetric configuration, calculating the velocity, pressure, and turbulence intensity fields. The numerical results obtained are compared with experimental data from the NASA database and results achieved using Ansys Fluent software. This comparison shows a high degree of agreement and confirms the effectiveness of the RSM S-Omega model for modeling complex turbulent flows. Furthermore, the RSM S-Omega model demonstrated better results than linear turbulence models such as Spalart-Allmaras (SA) and Shear Stress Transport (SST) models.

Keywords: Navier-Stokes equations, RANS, Reynolds stress model, Ansys Fluent.

УДК 532

ВАЛИДАЦИЯ ДВУХЖИДКОСТНОЙ МОДЕЛИ В COMSOL И СРАВНЕНИЕ С МОДЕЛЯМИ SA И SST ДЛЯ ПЛОСКОЙ ПЛАСТИНЫ

¹Назаров Ф.Х., ¹Абдухамидов С.К., ²Наврузов Д.П.

¹Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РВз, Ташкент, Узбекистан

²Бухарский государственный технический университет

E-mail: sardor.abdukhmidov@mail.ru

Аннотация. В данной статье рассматривается эконометрический анализ результатов численного моделирования. Проводится статистическая оценка точности модели и ее предсказательной способности. Используются методы регрессионного анализа для определения зависимости между ключевыми параметрами модели и экспериментальными данными. Анализ позволяет выявить и количественно оценить факторы, влияющие на точность модели, и предлагает пути улучшения моделей турбулентности на основе полученных данных. В статье исследуется двухжидкостная модель турбулентности с использованием программного пакета COMSOL Multiphysics для задачи обтекания плоской пластины при нулевом градиенте давления. Применение вычислительной гидродинамики (ВГ) к плоской пластине с нулевым градиентом давления позволяет моделировать поведение жидкости или газа вокруг пластины. ВГ используется для анализа и прогнозирования потоков жидкости и газа, включая турбулентные и нестационарные течения. В данной задаче моделирование с помощью ВГ сосредоточено на численном решении уравнений Навье-Стокса, описывающих движение жидкости или газа, а также уравнений переноса массы, импульса и энергии. Решение этих уравнений позволяет определить скорость, давление и другие характеристики обтекания плоской пластины. Для численной реализации этих уравнений турбулентности применяется метод конечных элементов, а для стабилизации дискретизированных уравнений используется метод наименьших квадратов Галеркина. Полученные результаты сопоставляются с известными данными моделей турбулентности SST и SA, а также с экспериментальными данными. Реализация модели в COMSOL Multiphysics продемонстрировала хорошую сходимость, стабильность и высокую точность двухжидкостной модели турбулентности.

Ключевые слова: вычислительная гидродинамика (ВГ), уравнения Навье-Стокса, отрывное течение, SST модель, SA модель, двухжидкостная модель Маликова, COMSOL Multiphysics.

Введение. Эконометрический анализ играет важную роль в оценке и валидации результатов численного моделирования, особенно в таких сложных областях, как вычислительная гидродинамика (ВГ). В данной статье рассматривается двухжидкостная модель турбулентности для задачи обтекания плоской пластины при нулевом градиенте давления с использованием программного пакета COMSOL Multiphysics. Целью данного исследования является не только моделирование и анализ турбулентных потоков, но и проведение детального эконометрического анализа для оценки точности и предсказательной способности модели. Эконометрический анализ позволяет выявить и количественно оценить факторы, влияющие на результаты моделирования, а также определить степень соответствия численных данных экспериментальным наблюдениям. В данном исследовании применяются методы регрессионного анализа для изучения зависимости между ключевыми параметрами модели и экспериментальными данными. Это включает в себя статистическую обработку данных, построение регрессионных моделей и оценку их параметров. Введение эконометрических методов в анализ ВГ-результатов предоставляет возможность более глубоко понять механизмы, лежащие в основе турбулентных потоков, и выявить области, требующие дальнейшего совершенствования. Таким образом, эконометрический анализ служит важным инструментом для повышения надежности и точности моделей, что, в свою очередь, способствует улучшению инженерных и научных приложений в области гидродинамики. В следующем разделе будет подробно описан методологический подход к проведению эконометрического анализа, включая выбор регрессионных моделей, методы оценки параметров и критерии оценки качества моделей.

При применении вычислительной гидродинамики для анализа двумерного обтекания плоской пластины с нулевым градиентом давления моделируется поведение жидкости или газа вокруг этой пластины. ВГ используется для изучения и прогнозирования течений жидкостей и газов, включая турбулентные и неустойчивые потоки. В данном исследовании особое внимание уделяется численному решению уравнений Навье-Стокса, которые описывают движение жидкости или газа, а также уравнений переноса массы, импульса и энергии. Эти решения позволяют определить поля скорости, давления и другие параметры потока вокруг плоской пластины. При анализе результатов моделирования ВГ проводится проверка градиента давления внутри и вокруг пластины, чтобы убедиться, что он остается нулевым, соответствуя условиям задачи. Также исследуются турбулентные характеристики потока, силы, действующие на пластину, и другие ключевые параметры, необходимые для полного понимания поведения потока. Таким образом, применение ВГ для анализа обтекания плоской пластины с нулевым градиентом давления позволяет глубже изучить динамику жидкости или газа вокруг пластины и понять основные аспекты течения [1-2].

На сегодняшний день для математического моделирования турбулентности существует несколько подходов. Приведем некоторые из них:

1. Прямое численное моделирование (ПЧМ). В этом подходе все временные и пространственные масштабы движения жидкости или газа решаются напрямую без использования модельных уравнений для турбулентности. ПЧМ требует больших вычислительных ресурсов для того, чтобы охватить широкий диапазон масштабов турбулентности и обеспечить точное описание процессов.

2. Метод большой турбулентности (МБТ). В методе МБТ моделируются только крупномасштабные турбулентные структуры, в то время как мельчайшие масштабы вычисляются напрямую. Этот метод позволяет снизить вычислительную сложность по сравнению с ПЧМ, но все равно требует больших вычислительных ресурсов.

3. Модель RANS. Уравнения усредненных уравнений Навье-Стокса (RANS) используются с моделями турбулентности для прогнозирования среднего поля параметров течения. RANS является менее затратным методом по сравнению с ПЧМ и МБТ, но не учитывает флуктуации и структуры турбулентности в каждой точке [3-6].

4. Другие модели. Существуют и другие модели (Рунге-Кутта, подсетевые модели), которые также применяются для моделирования турбулентности.

В последнее время все большую популярность приобретает двухжидкостная модель турбулентности. Эта модель основывается на динамике взаимодействия двух жидкостей и, в отличие от подхода Рейнольдса, приводит к замкнутой системе уравнений. В исследованиях показано, что двухжидкостная модель является низкорейнольдсовой и способна описывать сложные анизотропные турбулентные потоки. Каждый метод моделирования турбулентности имеет свои преимущества и ограничения, и выбор подхода зависит от конкретной задачи и доступных вычислительных ресурсов. Согласно анализу, модели Спаларта-Аллмараса, $k-\omega$, SST (Модель Ментера) обладают наибольшей точностью и широким применением [7-9]. Эти модели успешно используются для численного решения многих важных практических задач. В настоящее время существует множество программных пакетов для решения задач вычислительной гидродинамики (ВГ) и математического моделирования турбулентности. К числу наиболее популярных относятся [10-14]:

Ansys Fluent. Один из самых популярных коммерческих пакетов для ВГ, включающий модули для моделирования турбулентных потоков.

OpenFOAM. Бесплатный и открытый пакет программ с открытым исходным кодом, предоставляющий инструменты для численного моделирования турбулентных потоков.

COMSOL Multiphysics. Коммерческий пакет программ, позволяющий моделировать различные явления, включая турбулентные потоки.

Star-CCM+. Популярный коммерческий пакет программ, предлагающий возможности моделирования турбулентных потоков.

MATLAB. Также предоставляет инструменты для моделирования турбулентности и решения уравнений Навье-Стокса.

Это лишь небольшой список популярных пакетов программ, которые часто используются для моделирования турбулентности. Каждый из них имеет свои особенности и применимость в зависимости от конкретной задачи. Для анализа и валидации численных результатов использовались методы эконометрического анализа. Это включало статистическую оценку точности модели и ее предсказательной способности, а также использование регрессионного анализа для определения зависимости между численными результатами и экспериментальными данными. Основные этапы эконометрического анализа включали:

1) Сбор данных. Экспериментальные данные с сайта NASA TMR [15] и численные результаты моделей SST, SA и двухжидкостной модели. 2) Регрессионный анализ. Определение зависимости между ключевыми параметрами моделирования (например, скорость, давление) и экспериментальными данными. Для этого использовались линейные и нелинейные регрессионные модели. 3) Оценка точности модели. Оценка качества предсказаний модели путем расчета коэффициента детерминации (R^2), среднего абсолютного отклонения (MAE) и среднеквадратичной ошибки (RMSE). 4) Анализ остатков. Изучение распределения ошибок предсказания для выявления возможных систематических отклонений и их коррекции. 5) Сравнение моделей. Сравнение точности и предсказательной способности двухжидкостной модели с моделями SST и SA [16,17].

Результаты эконометрического анализа показали высокую корреляцию между численными и экспериментальными данными, что свидетельствует о точности и надежности двухжидкостной модели турбулентности. На основании анализа ошибок предсказания были выявлены и количественно оценены факторы, влияющие на точность модели. Это позволило предложить пути для дальнейшего улучшения моделей турбулентности. Таким образом, использование эконометрического анализа в сочетании с численным моделированием в COMSOL Multiphysics позволяет значительно повысить точность и надежность прогнозов, что является важным шагом в развитии методов вычислительной гидродинамики и моделирования турбулентности.

Двухжидкостная модель турбулентности.

Описание данной модели представлено во многих работах [18-20]. Основными уравнениями для исследования поставленных задач являются гидродинамические уравнения двухжидкостной модели [5] для несжимаемой среды.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial V_j}{\partial x_j} = 0, \\ \frac{\partial V_i}{\partial t} + \frac{\partial V_j V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\rho \partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) - \mathcal{G}_j \mathcal{G}_i \right], \\ \frac{\partial \mathcal{G}_i}{\partial t} + \frac{\partial V_j \mathcal{G}_i}{\partial x_j} = -\mathcal{G}_j \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\tilde{\nu}_{ji} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \right] + F_{si} + F_{fi}, \\ \tilde{\nu}_{ji} = 3\nu + 2 \frac{\left| \mathcal{G}_i \mathcal{G}_j \right|}{\text{def}(\vec{V})} \quad i \neq j, \quad \tilde{\nu}_{ii} = 3\nu + \frac{\mathcal{G}_k \mathcal{G}_k \left| \frac{\partial \mathcal{G}_k}{\partial x_k} \right|}{\text{def}(\vec{V}) \left| \frac{\partial \mathcal{G}_j}{\partial x_j} \right|}, \\ \vec{F}_f = -K_f \vec{\mathcal{G}}, \quad \vec{F}_s = C_s \text{rot} \vec{V} \times \vec{\mathcal{G}}. \end{array} \right. \quad (1)$$

В приведенной системе уравнений V_i – компонента осредненной скорости потока, $\mathcal{G}_i$ – компонента относительной скорости, $\tilde{\nu}_{ji}$ – тензор молярной вязкости, p – давление, ρ – плотность среды, ν – молекулярная вязкость, K_f – коэффициент трения, C_s – коэффициент при силе Саффмана, $\text{def}(\vec{V})$ – скорость деформации, которая определяется следующим образом:

$$\text{def}(\vec{V}) = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right). \quad (2)$$

Коэффициент трения находится по соотношению

$$K_f = C_1 \lambda_{\max} + C_2 \frac{|d \cdot \mathcal{G}|}{d^2}. \quad (3)$$

В этом выражении d – ближайшее расстояние до твердой стенки, $\lambda_{\max}$ – вещественная часть наибольшего корня характеристического уравнения $\det(A - \lambda E) = 0$, где матрица A имеет вид

$$A = \begin{vmatrix} -\frac{\partial V_1}{\partial x_1} & -\frac{\partial V_1}{\partial x_2} - C_s \zeta_3 & -\frac{\partial V_1}{\partial x_2} + C_s \zeta_2 \\ -\frac{\partial V_2}{\partial x_1} + C_s \zeta_3 & -\frac{\partial V_2}{\partial x_2} & -\frac{\partial V_2}{\partial x_3} - C_s \zeta_1 \\ -\frac{\partial V_3}{\partial x_1} + C_s \zeta_2 & -\frac{\partial V_3}{\partial x_2} + C_s \zeta_1 & -\frac{\partial V_3}{\partial x_3} \end{vmatrix}, \quad (4)$$

$$\zeta = \text{rot} \vec{V}.$$

Постоянные модели равны $C_s = 0.2$, $C_1 = 0.7825$, $C_2 = 0.306$.

Рассмотрим двумерное стационарное решение системы (1). Для метода конечных элементов применение стандартного метода Галеркина приведет к слабой форме:

$$\begin{cases} \nu \int_{\Omega} \nabla \mathbf{u} : \nabla \mathbf{v} + \int_{\Omega} (\mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u}) \cdot \mathbf{v} - \int_{\Omega} p (\nabla \cdot \mathbf{v}) = \int_{\Omega} \mathbf{f} \cdot \mathbf{v}, \\ \tilde{\nu} \int_{\Omega} \nabla \tilde{\mathbf{u}} : \nabla \tilde{\mathbf{v}} + \int_{\Omega} (\mathbf{u} \cdot \nabla \tilde{\mathbf{u}}) \cdot \tilde{\mathbf{v}} = \int_{\Omega} \mathbf{f} \cdot \tilde{\mathbf{v}}, \\ \int_{\Omega} q (\nabla \cdot \mathbf{u}) = 0. \end{cases}, \quad (5)$$

где уравнения системы (5) представляют собой слабую форму уравнения движения для осредненной и относительной скоростей, а также уравнение неразрывности. Здесь $\mathbf{v}$, $\tilde{\mathbf{v}}$ и $\mathbf{q}$ – весовые функции для осредненной скорости V , относительной скорости $\mathcal{V}$ и давления p , соответственно.

Метод решения. Для решения уравнений двухжидкостной модели турбулентности использован полностью связанный подход (Fully Coupled) с применением алгоритма прямого решателя (PARDISO). Использован итерационный метод Ньютона с демпфирующим коэффициентом 0.1. Для стандартных моделей турбулентности SST и SA использовались стандартные решения COMSOL Multiphysics.

Основной целью этого теста является проверка реализации двухжидкостной модели турбулентности в COMSOL Multiphysics и сравнение полученных результатов с экспериментальными данными, представленными на веб-сайте NACA [15]. Случай с турбулентной плоской пластиной должен работать в практически несжимаемых условиях (например, $M = 0.2$ или меньше в сжимаемых кодах ВГ). Для приведенных ниже сеток число Рейнольдса на единицу длины принимается равным $Re = 5$ миллионов. На рис.1 показано расположение простых плоских пластинчатых сеток, а также типичные граничные условия.

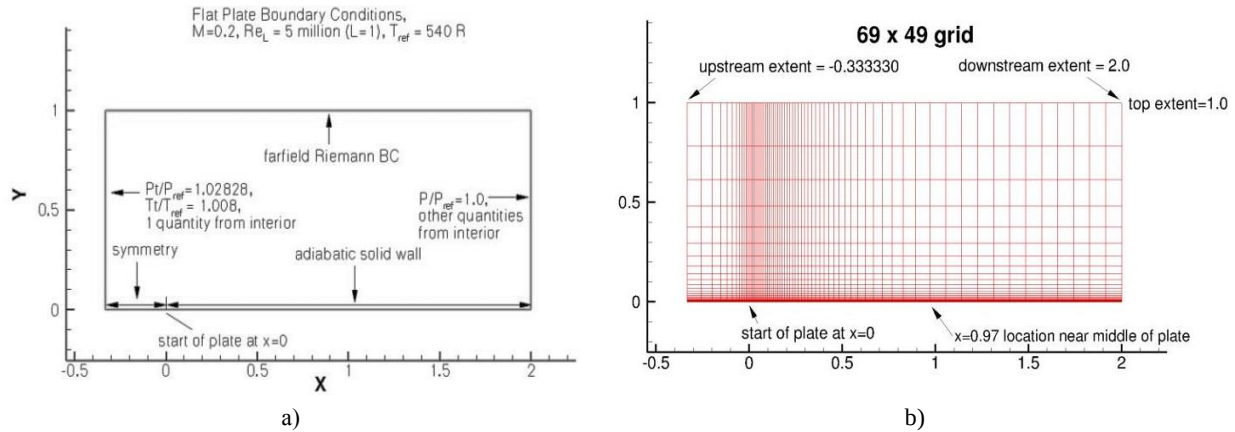


Рис. 1. Плоская пластина с градиентом нулевого давления: а) граничные условия и б) расчетная сетка и область

В этом случае максимальная толщина пограничного слоя составляет около $0.03 L$, поэтому высота сетки $y = L$ находится достаточно далеко и оказывает очень незначительное влияние. Например, тест в котором верхняя граница была перемещена вниз до $y = 0.48 L$, изменил результаты (интегральное сопротивление или поверхностное трение при $x = 0.97$) менее, чем на 0.2%.

Ниже показаны сопоставления полученных численных результатов с известными опытными данными. На рис.2-3 показаны зависимость коэффициента трения вдоль пластины, безразмерная продольная скорость потока в зависимости от безразмерного расстояния до пластины, а также результаты других теорий [21-25].

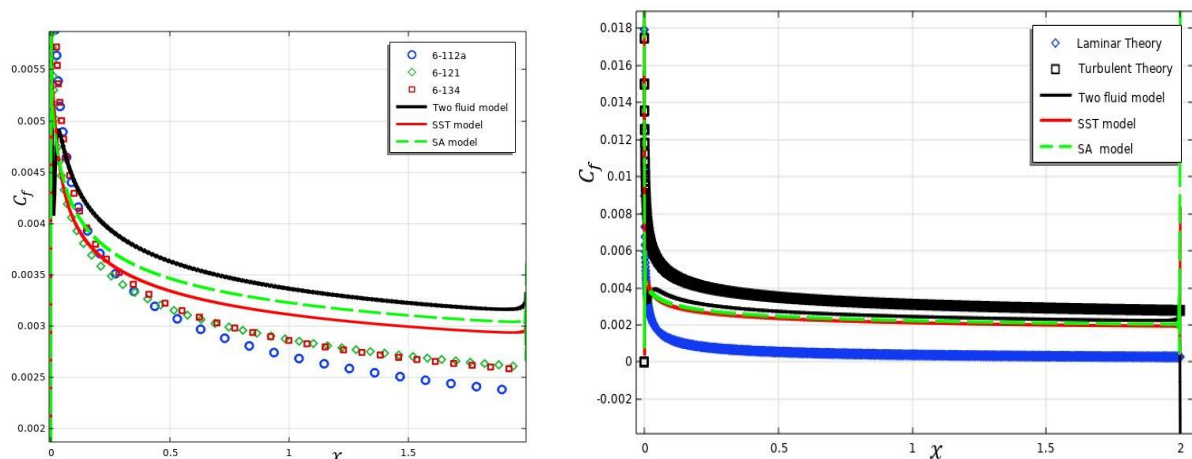


Рис.2. Зависимость коэффициента трения вдоль пластины.

Здесь C_f – коэффициент трения пластины:

$$C_f = \frac{2}{\text{Re}} \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} \right).$$

Обычно для анализа используется коэффициент поверхностного давления C_p , который определяется как отношение разности давления между точкой на поверхности профиля и давлением свободного потока к динамическому давлению свободного потока.

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{0.5 \rho U_0^2}.$$

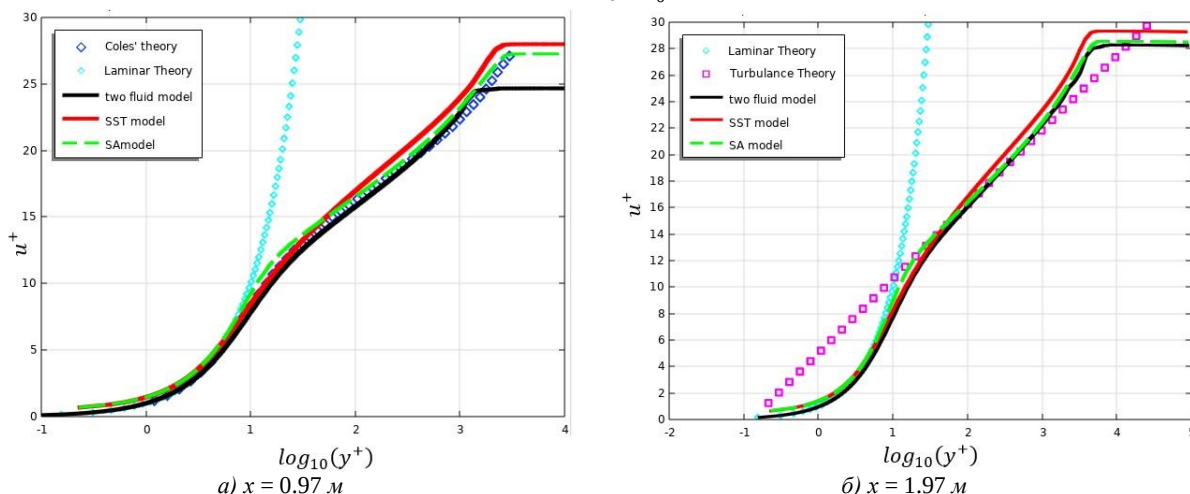


Рис.3. Зависимость профиля безразмерной продольной скорости потока от безразмерного расстояния до пластины.

Из рис. 3 видно, что результаты безразмерного профиля скорости потока, полученные в различных сечениях с использованием моделей двух жидкостей, SST и СА, перекрываются результатами теоретических данных турбулентности.

На рис.4 показаны профили безразмерной продольной скорости при различных числах Рейнольдса в двух сечениях: а) $x = 0.97$ м и б) $x = 1.97$ м.

На рис.4 сплошной линией показаны результаты численного расчета для безразмерной продольной скорости потока в зависимости от безразмерного расстояния до пластины. Безразмерные скорости и расстояние определялись по формулам

$$u^+ = \frac{V_x}{u_*}, \quad y^+ = \text{Re} y u^*, \quad u_* = \sqrt{0.5 C_f}.$$

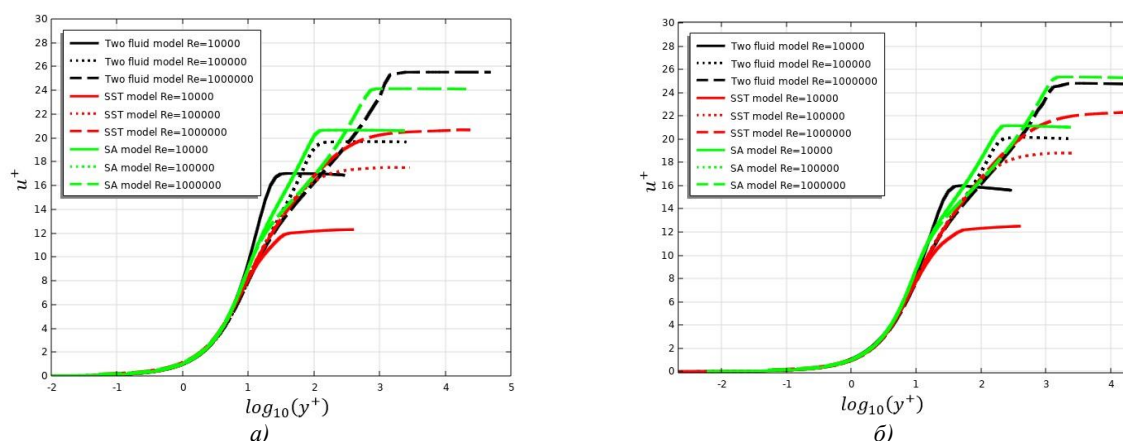


Рис.4. Безразмерная продольная скорость потока при различных числах Рейнольдса.

Как видно из рис. 4, а,б, результаты всех трех моделей, полученные при разных значениях числа Рейнольдса, хорошо описывают друг друга [18].

Заключение. Эконометрический анализ подтвердил точность и надежность двухжидкостной модели турбулентности. Методы регрессионного анализа выявили высокую корреляцию между численными результатами и экспериментальными данными. Анализ ошибок предсказания указал на минимальные систематические отклонения, что говорит о корректной настройке модели. Сравнение двухжидкостной модели с моделями SST и SA показало, что двухжидкостная модель обладает сопоставимой или большей точностью, особенно в области сложных анизотропных турбулентных потоков. Таким образом, двухжидкостная модель турбулентности, реализованная в COMSOL Multiphysics, не только показала высокую точность при численном моделировании, но и подтвердила свою предсказательную способность через эконометрический анализ. Это позволяет рекомендовать ее для решения инженерных задач турбулентной гидродинамики, обеспечивая надежные и точные результаты.

Исследования выполнены по бюджетному финансированию Института механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева АН РУз.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Spalart P.R., Venkatakrishnan V. On the Role and Challenges of CFD in the Aerospace Industry // Aeronautical Journal. 2016, Vol. 120, No. 1223, pp. 209–232. doi:10.1017/aer.2015.10
- [2] Ashton N., Skaperdas V. Verification and validation of OpenFOAM for high-lift aircraft flows // Journal of Aircraft. 2019, Vol. 56, No. 4, pp. 1641-1657.
- [3] Spalart P.R., Jou W.H., Strelets M., Allmaras S.R. Comments on the Feasibility of LES for Wings and on a Hybrid, RANS/LES Approach / Advances in DNS/LES, Proceedings of 1st AFOSR International Conference on DNS/LES: Greyden Press, Columbus, 1997, Vol. 1. P. 137–147
- [4] Malikov Z.M., Madaliev M.E., Navruzov D.P., Adilov K. Numerical study of an axisymmetric jet based on a new two-fluid turbulence model / In AIP Conference Proceedings, 2022, October, Vol. 2637, No. 1. AIP Publishing.
- [5] Malikov Z.M., Mirzoev A.A., & Madaliev, M. Numerical simulation of the mixing layer problem based on a new two-fluid turbulence model // Journal of Computational Applied Mechanics. 2022, No. 53(2), pp. 282-296.
- [6] Nazarov F. K., KhaCANov S. M., Yakubov A. A. Computational experiment of swirling flows of turbulence models SA and SST // International Journal of Recent Technology and Engineering. 2019, Vol.8, No. 4, pp. 2140-2144.
- [7] Menter F.R. Zonal two-equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows // AIAA Paper. 1993, pp. 2906.
- [8] Menter F. R., Kuntz M., Langtry R. Ten Years of Industrial Experience with the CCT Turbulence Model // Turbulence, Heat and Mass Transfer, 2003, No. 4, pp. 625 – 632
- [9] Slotnick, J., Khodadoust, A., Alonso, J., Darmofal, D., Gropp, W., Lurie, E., and Mavriplis, D. BI Vision 2030 Study: A Path to Revolutionary Computational Aerosciences. NASA CR-2014-21878, March 2014.
- [10] Abbas-Bayoumi A., Becker K. An Industrial View on Numerical Simulation for Aircraft Aerodynamic Design // Journal of Mathematics in Industry. 2011, Vol. 1, No. 1, p. 10. doi:10.1186/2190-5983-1-10
- [11] Arif M.S., Afzal M.J., Javaid F., Tayyaba S., Ashraf, M.W., Toki G.I., HosCAin M.K. (2022). Laminar Flow Analysis of NASA 4412 Airfoil Through ANSYS Fluent. Proceedings of International Exchange and Innovation Conference on Engineering & Sciences (IEICES). 8. 10.5109/5909123.
- [12] Musham S., PraCanna S. V. S. N. D. L., Suresh Kumar N. (2020). Simulation of flow Characteristics of NASA 0015 airfoil using ANSYS-CFD. Solid State Technology 2020, No. 63(4), pp.1877-1885.
- [13] Georgescu A.M., Georgescu S.C., Bernad S., Coşoiu C.I. COMSOL Multiphysics versus Fluent: 2D numerical simulation of the stationary flow around a blade of the Achard turbine // In Proceedings of the 3rd Workshop on Vortex Dominated Flows. 2007, Vol. 52, No. 66, pp. 13-21

- [14] Turbulence Modeling Resource. NACA Langley Research Center. URL: <http://turbmodels.larc.nasa.gov>
- [15] Spalart P.R., Allmaras S.R. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows". AIAA Paper 1992-0439.
- [16] Spalart P.R., Shur M.L. On the sensitization of turbulence models to rotational and curvature // Aerospace Science and Technology. 1997, Vol. 1, No. 5, pp. 297-302.
- [17] Malikov Z.M., Nazarov F.X. Study of turbulence models for calculating a strongly swirling flow in an abrupt expanding channel // Computer Research and Modeling. 2021, Vol. 13, No. 4, pp. 793-805.
- [18] Madaliev M., Yunusaliyev E., Usmanov A., Usmonova N., Muxammadyoqubov K. Numerical study of flow around flat plate using higher-order accuracy scheme / In E3S Web of Conferences, 2023, Vol. 365. P. 01011. EDP Sciences.
- [19] Madaliev E., Madaliev M., Raxmonkulov S., Raxmonkulova S. (2023). Turbulent mixing of two plane flows based on the SST turbulence model / In E3S Web of Conferences, 2023, Vol. 452. P. 02012. EDP Sciences.
- [20] Маликов З.М., Назаров Ф.Х. Сравнительный анализ моделей турбулентности на основе исследования нагреваемой осевой турбулентной струи // Вестник Московского государственного технического университета им. Баумана. Серия «Естественные науки». 2022, №2 (101), С. 22-35
- [21] Malikov Z. M. et al. Numerical Simulation of a Flow in a Two-Dimensional Channel on the Basis of a Two-Liquid Turbulence Model / International Conference on Next Generation Networks and Systems. Cham: Springer Nature Switzerland, 2022. P. 83-92.
- [22] Malikov Z.M., Nazarov F.K. Numerical Study of a Two-Phase Flow in a Centrifugal Dust Collector Based on a Two-Fluid Turbulence Model // Mathematical Models and Computer Simulations. 2021, Vol. 13. P. 790-797.
- [23] Shoev M. et al. Numerical solution of the heat transfer equation using different schemes / E3S Web of Conferences. EDP Sciences, 2023, Vol. 452. P. 04011.
- [24] Madaliev E., Madaliev M., Tursunaliyev M., Shoev M., Tashpulatov N. Direct numerical simulation of flow in a flat suddenly expanding channel based on nonstationary Navier-Stokes equations / In AIP Conference Proceedings, 2023, March. Vol. 2612, No.1. AIP Publishing.

Дата поступления

18.12.2024

Назаров Ф.Х., Абдухамидов С.К., Наврузов Д.П. COMSOLda иккита суюқликли моделни текшириши ва текис пластинка учун SA ва SST билан таққослаш.

Аннотация. Ушбу мақолада рақамли моделилаштириш натижаларининг эконометрик таҳлили муҳокама қилинади. Моделнинг аниқлиги ва унинг башорат қилиш қобилиятини статистик баҳолаш амалга оширилади. Асосий модел параметрлари ва экспериментал маълумотлар ўртасидаги боғлиқликни аниқлаш учун регрессия таҳлил усуллари қўлланилади. Таҳлил моделнинг аниқлигига таъсир қилувчи омилларни аниқлайди ва миқдорини белгилайди ва олинган маълумотлар асосида турбулентлик моделларини такомиллаштириш йўллари тақлиф қилади. Мақолада босим градиенти нол бўлган текис пластинка атрофида оқим муаммоси учун Comsol Multiphysics дастурий пакетидан фойдаланган ҳолда икки суюқликли турбулентлик модели ўрганилади. Нол босим градиенти бўлган текис пластинкага ҳисоблаш суюқлик динамикасини (ХСД) қўллаш пластинка атрофидаги суюқлик ёки газнинг ҳаракатини симуляция қилиш имконини беради. ХСД суюқлик ва газ оқимларини, шу жумладан турбулент ва беқарор оқимларни таҳлил қилиш ва башорат қилиш учун ишлатилади. Ушбу муаммода ХСД моделилаштириш суюқлик ёки газнинг ҳаракатини тавсифловчи Навье-Стокс тенгламаларини, шунингдек, масса, импульс ва энергия узатиш тенгламаларини рақамли эчишига қаратилган. Ушбу тенгламаларни ечиш текис пластинка атрофидаги оқимнинг тезлигини, босимини ва бошқа хусусиятларини аниқлаш имконини беради. Ушбу турбулентлик тенгламаларини сонли амалга ошириш учун чекли элементлар усули, дискретлаштирилган тенгламаларни барқарорлаштириш учун эса Галеркин энг кичик квадратлари усули қўлланилади. Олинган натижалар SST ва SA турбулентлик моделларининг маълум маълумотлари, шунингдек, экспериментал маълумотлар билан таққосланади. Моделнинг Comsol Multiphysicsда амалга оширилиши икки суюқликли турбулентлик моделининг яхши конвергенцияси, барқарорлиги ва юқори аниқлигини кўрсатди.

Калим сўзлар: ҳисоблаш суюқлик динамикаси (ХСД), Навье-Стокс тенгламалари, ажратилган оқим, SST модели, SA модели, икки суюқликли Маликов модели, Comsol Multiphysics.

Nazarov F.Kh., Abdukhmidov S.K., Navruzov D.P. Validation of a two-fluid model in COMSOL and comparison with SA and SST for a flat plate.

Abstract. This paper presents an econometric analysis of the results obtained from numerical simulations. A statistical assessment of model accuracy and predictive power is provided. Regression analysis methods are employed to determine the relationships between key model parameters and experimental data. This analysis enables us to identify and quantify the factors influencing model accuracy and suggests potential improvements for turbulence models based on the data collected. The study investigates a two-fluid turbulence model using the COMSOL Multiphysics software package, specifically focusing on the flow past a flat plate with zero pressure gradient. The application of computational fluid dynamics (CFD) to this scenario allows for the simulation of the behavior of liquids or gases around the plate. CFD is utilized to analyze and predict both turbulent and unsteady flows. In this context, CFD modeling concentrates on the numerical solutions of the Navier-Stokes equations, which describe the motion of fluids or gases, as well as the equations governing mass, momentum, and energy transfer. Solving these equations enables the determination of velocity, pressure, and other flow characteristics around the flat plate. The finite element method is used to numerically implement these turbulence equations, while the Galerkin least squares method stabilizes the discretized equations. The results are compared with known data obtained from the SST and SA turbulence models, as well as experimental findings. The implementation of the model in COMSOL Multiphysics demonstrated good convergence, stability, and high accuracy of the two-fluid turbulence model.

Keywords: computational fluid dynamics (CFD), Navier-Stokes equations, separated flow, SST model, SA model, Malikov two-fluid model, COMSOL Multiphysics.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСТУПОВ В ЦЕМЕНТОБЕТОННЫХ ПОКРЫТИЯХ ВОКРУГ ШВОВ ПОПЕРЕЧНОГО СЖАТИЯ

Адилходжаев А.И., Амиров Т.Ж., Арипов Х.Х., Даулетов М.Б.

Ташкентский государственный транспортный университет, Ташкент, Узбекистан

E-mail: dauletov.madiyar.87@mail.ru

Аннотация. В статье проанализированы факторы, влияющие на состояние дорог с цементобетонным покрытием и приводящие к снижению их качества. К ним относятся: продольные трещины вблизи поперечных швов, вспучивание в деформационных швах расширения и сжатия, поперечные трещины и износ покрытия, искривление плит. Рассмотрено совместное воздействие нагрузки от автомобилей и указанных дефектов на наиболее уязвимые участки поперечного сечения покрытия, приводящее к превышению предельных значений напряжений сжатия и растяжения и, как следствие, к образованию трещин. Также рассмотрены возможности устранения этих проблем.

Ключевые слова: цементобетон, автомобильные дороги, дорожное покрытие, уступы, деформация, плита, трещина, шов.

Введение. В настоящее время на автодорогах, входящих в состав национальной автомагистрали Узбекистана, возводится четырехполосное монолитное цементобетонное покрытие.

Чтобы цементобетонное покрытие прослужило долго без ремонта, необходимо принять меры по повышению его долговечности. Поэтому выбор подходящего состава бетона следует начинать с расчета его состава по пределу прочности при изгибе [1-2].

Методы. Для прогнозирования возникновения уступов и анализа их формирования часто используется численное моделирование методом конечных элементов (МКЭ). Этот метод позволяет [3]:

- Рассчитать распределение напряжений и деформаций вокруг шва.
- Прогнозировать возможные участки концентрации напряжений, которые могут привести к образованию уступов.
- Оценить влияние различных факторов, таких как свойства материала, геометрия соединения и характер нагрузки.

На бетонных покрытиях автомобильных дорог следует проектировать поперечные и продольные швы. К поперечным швам относятся расширительные, сжимающие и рабочие швы. Эти поперечные швы устраиваются, когда ширина покрытия превышает его толщину в 23 раза. Данный метод применяется с целью уменьшения напряжений, возникающих в результате суточных и сезонных колебаний температуры воздуха. Расширительные швы повышают продольную прочность бетонного покрытия в жаркое летнее время. Их нужно строить всегда на мостах, у входов в путепроводы и в местах пересечения бетонных покрытий на одном уровне. Ширину расширительных швов принимают равной 30 мм.

Наличие в цементобетонных покрытиях поперечных швов через каждые 4-6 м является источником повреждения (эрозии) дорожного покрытия и дорожной одежды. Количество повреждений в этих местах составляет 21-46 процентов от общего числа зафиксированных трещин. Эти сведения были получены при исследовании многих автомобильных дорог. В опытах М.А. Железникова [4] по ремонту AASHTO при разрывах плит на расстоянии 0.8-1.0 м от продольных трещин вблизи поперечного шва плиты не наблюдалось образование кромок [5].

При изучении состояния автомобильных дорог рядом с такими дефектами также наблюдались продольные трещины вблизи поперечного шва (рис. 1) [6].



Рис.1. Автодорога А-380 «Гузюр-Бухара-Нукус-Бейнеу», продольная трещина вблизи поперечного шва.

Эффективность работы поперечного шва во многом зависит от его конструкции и работоспособности. Одной из функций поперечного шва является передача нагрузки от движущихся автомобилей на соседнюю плиту, что называется «эффективным вытягиванием нагрузки».

$$LTE = \frac{W_{\text{ненагр}}}{W_{\text{нагр}}} \times 100\% . \quad (1)$$

Здесь LTE – эффективная передача нагрузки с плиты на плиту, %; $W_{\text{нагр}}$, $W_{\text{ненагр}}$ – изгиб нагруженного и разгруженного угла плиты, см.

Как уже говорилось выше, передача нагрузки с плиты на плиту происходит за счет естественного контакта поверхностей по обе стороны трещины и шлицевых соединений по швам. Можно предположить, что процесс формирования уступов начинается с момента образования компрессионного шва. Подъем зависит от скорости формирования, например, расширения ширины компрессионного шва и количества проезжающих мимо транспортных средств с разными грузами, а также состояния основания в данный момент. Характеристики прочности грунтового основания зависят от сезона, наибольшая чувствительность к ремонту наблюдается весной. Одним из параметров, описывающих грунтовое основание, является коэффициент «подушки», прочностные характеристики которого изменяются в течение года (рис.2).

Ширина компрессионного шва непостоянна и меняется в зависимости от деформации плиты. Межсуточное изменение можно найти следующим образом:

$$\Delta l = 2 \times L \times t_n \times \alpha , \quad (2)$$

здесь l – длина плиты, м; t_n – суточная разница температур в середине толщины плиты, °С; α – коэффициент линейного расширения бетона, принимается равным $1/^\circ\text{C} \ 0.00001$. Коэффициент 2 указывает на то, что деформированы две пластины.

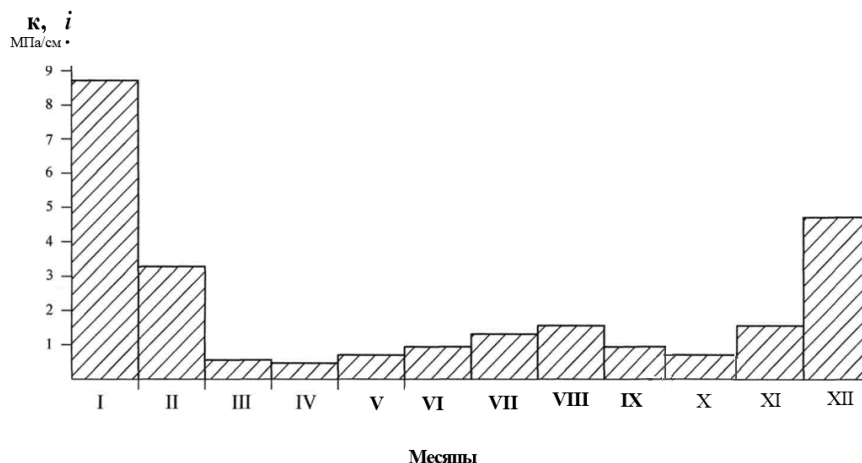


Рис.2. Модель изменения коэффициента постели в течение года.

Межсуточный перепад температуры определяется как разница температур в середине толщины плиты. Температура по глубине цементобетонной плиты при ее периодическом нагреве и охлаждении вследствие воздействия температуры окружающего воздуха и солнечной радиации по косинусоидальному закону в любой момент времени τ и на любой глубине Z определяется формулой (3):

$$t_{z,\tau} = t_{sr} + t_n^m e^{-z\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}} \cos\left(\omega\tau - z\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}\right), \quad (3)$$

где t_{sr} – среднесуточная температура, $^{\circ}\text{C}$; t_n^m – максимальное отклонение температуры поверхности плиты от t_s $^{\circ}\text{C}$; ω – угловая частота изменения температуры в течение суток, $\omega = 2\pi/T$ – продолжительность полного периода изменения температуры, 24 часа; α – коэффициент теплопередачи принимается равным $0.004 \text{ м}^2/\text{ч}$.

Поскольку самая высокая температура приходится на $\tau=0$ (24 ч), находим температуру для середины толщины пластины:

$$t_{\frac{h}{2}} = t_{sr} + t_n^m e^{-\frac{h}{2}\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}} \cos\left(\frac{h}{2}\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}\right). \quad (4)$$

Верхняя поверхность цементобетонного покрытия нагревается за счет температуры окружающей среды и солнечного излучения.

$$t_{EKV} = \frac{\rho \times I \times k}{\alpha_n}, \quad (5)$$

где ρ – коэффициент поглощения, 0.632; I – интенсивность солнечного излучения, $\text{мДж}/\text{м}^2$ час; k – коэффициент запыленности воздуха на поверхности земли, 0.6; α_n – коэффициент теплопередачи, $0.084 \text{ мДж}/\text{м}^2$ час·градус.

Максимальное отличие температуры поверхности плиты от среднесуточной температуры определяется следующим образом:

$$t_n^m = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{2} + t_{EKV}. \quad (6)$$

Здесь $t_{\max}$, $t_{\min}$ – максимальная и минимальная температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$; t_{EKV} – эквивалентная температура, $^{\circ}\text{C}$.

В результате изменения ширины поперечного компрессионного шва нагрузка от автомобилей распределяется на соседние плиты неравномерно.

Коэффициент, представляющий эту неравномерность, находим из графика на рис.3. Это число указывает, какая часть нагрузки передается плите при ее размещении вокруг сварного шва (рис.3, 4 и 5, точки А и В и табл. 1).

Таблица 1

Точки	Коэффициент распределения нагрузки			
	Коэффициент распределения нагрузки в зависимости от ширины раскрытия шва			
	00-49 мм	0.50-0.99 мм	1.0-1.49 мм	<1.5 мм
А	0.6	0.75	0.82	0.9
В	0.4	0.25	0.18	0.1

Состав транспортных средств, движущихся по дороге, различен, каждый из них имеет свою ось нагрузки. Эти нагрузки распределяются на соседние плиты в зависимости от расщепления шва из точек А и Б.

По нагрузке, приложенной к углу плиты вокруг поперечного шва, находят прогиб плиты по формуле Вестенгарда:

$$W = \frac{Q}{0.1 \times k \times l^2} \left(1.1 - 0.88 \frac{\sqrt{2 \times R}}{l} \right). \quad (7)$$

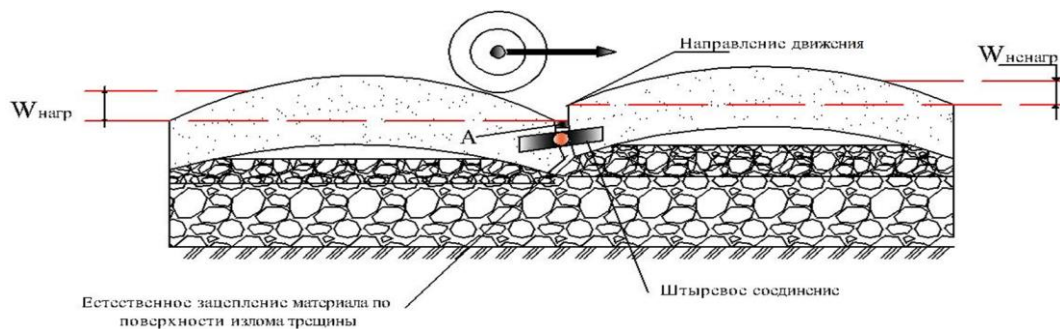


Рис.3. Расчетная схема определения энергии деформации компрессионного шва в точках А и Б: движение верхней поверхности больше, чем движение нижней поверхности (дневное время).

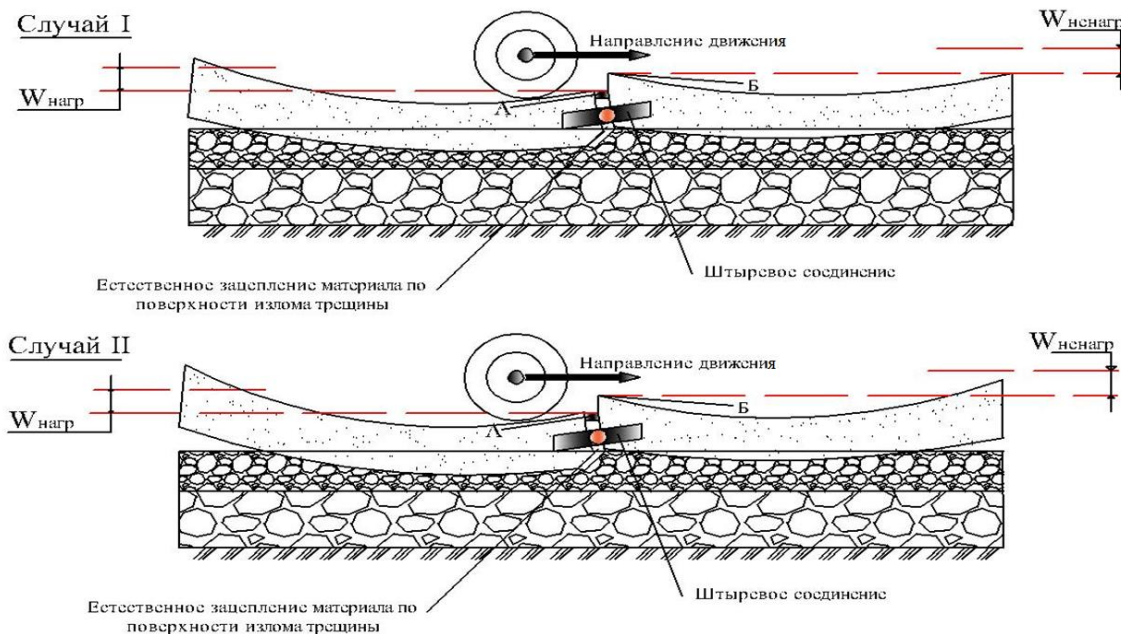


Рис.4. Расчетная схема определения энергии деформации в поперечном шве: движение нижней поверхности больше, чем верхней (ночное время).

Здесь Q – нагрузка на колесо, кН; l – относительный радиус кривизны, см; R – радиус следов колеса, см.

$$R = \sqrt{\frac{Q}{0,1 \times \pi \times p_{sh}}} \quad (8)$$

Здесь p_{sh} – давление в шинах, МПа.

$$l = 4 \sqrt{\frac{E \times h^3}{12(1 - \mu^2)K}} \quad (9)$$

где E – модуль упругости бетона, МПа; h – толщина цементобетонной плиты, см.

Для перехода от модуля упругости грунта по теории упругого полупространства к модели Фусса-Винклера, в расчётах которой учитывается коэффициент постели, можно использовать формулу И.А. Медникова:

$$K = \frac{E \times h^3}{R^4 \times 10^{\alpha_0}} \quad (10)$$

где K – коэффициент постели.

$$\alpha_0 = 1,91 \times \eta \times \frac{h}{R} \times \sqrt[3]{\frac{E}{E_0}} \quad (11)$$

где E_0 – модуль упругости основания, МПа.

В цементобетонных покрытиях штыревое соединение используется для увеличения способности передавать нагрузку с плиты на плиту. Исследования М.А. Железникова [4] показывают, что при использовании стержней изгиб плит вокруг шва уменьшается. Он провел испытание в два этапа. Сначала была изучена работа конструкции при статических нагрузках в случае соединения «перемешивание». После этого «штырь» разрезался, и плиты, соединявшиеся швом, работали независимо друг от друга. В первом случае прогиб нагруженной плиты был на 25% меньше, чем во втором. Кроме того, установлено, что зависимость изгиба плиты от величины нагрузки подчиняется прямолинейному закону. В результате соединения плит через «штырь» скорость образования поднятий замедляется. При изгибе нагруженного угла плиты K уменьшается на 0.8, а изгиб ненагруженного угла – на 1.2.

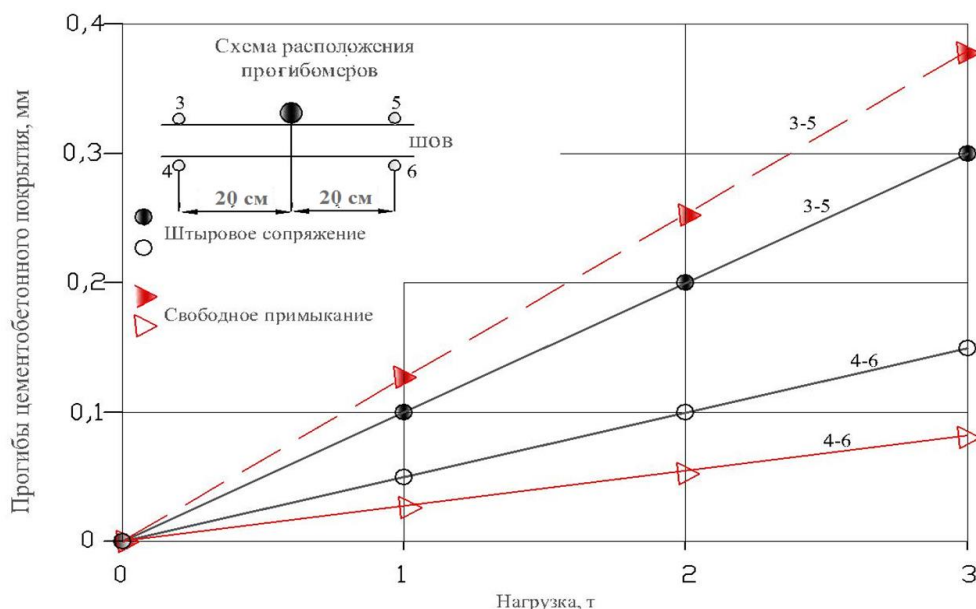


Рис.5. Изгиб цементобетонной плиты по шву (при разном соединении).

Под действием движения плиты в течение суток шов не только перемещается, но и искривляется. Днём он будет выпуклым, а ночью – вогнутым. При дневном наклоне средняя часть плиты поднимается, а край на стороне поперечного шва прижимается вниз. При этом углы плиты уменьшаются в среднем на 1.6 мм (сведения В.А. Лапина [7], г. Самарканд, опытный участок). Следовательно, изгибы вокруг шва ($W_{нагр}$, $W_{ненагр}$) увеличиваются или уменьшаются (рис. 2-3).

Упругое тело совершает некоторую работу, когда оно деформируется под действием внешних сил. Эта работа становится потенциальной энергией тела:

$$E = \frac{1}{2} \times p \times W, \quad (12)$$

где p – давление на поверхность пластины, МПа; W – изгиб плиты, см.

$$p = K_0 \times W, \quad (13)$$

где K_0 – коэффициент «подушки», МПа/см. Учитывая (12), запишем (13) следующим образом:

$$E = \frac{1}{2} K_0 \cdot W^2. \quad (14)$$

Таким образом, учитывая изложенные выше соображения и формулы (12) – (14), выведем математическое выражение часовой энергии деформации в поперечном компрессионном шве:

$$\Delta E_D = \sum_{i=0}^n N_i \cdot \left(K_0 \cdot \frac{(W_{нагр} \cdot R_A \cdot \Delta l \pm W_{коробл.t})^2}{2} - K \frac{(W_{ненагр} \cdot R_A \cdot \Delta l \pm W_{коробл.t})^2}{2} \right)^2, (15)$$

где ΔE_D – часовой прирост энергии деформации на поперечном компрессионном шве, Дж/см²; $W_{нагр}$ – изгиб нагруженного угла плиты, см; $W_{ненагр}$ – изгиб ненагруженного угла плиты, см; $W_{коробл.t}$ – изгиб угла плиты вследствие ее изгиба под действием температуры, t в час, см; K_0 – коэффициент «подушки», МПа/см; A – количество автомобилей в группе транспортных средств, находящихся в движении; N_i – количество автомобилей, влияющих на ось за один час; R_A – расчетная нагрузка для группы A , кН; Δl – расширение компрессионного шва, мм; K – коэффициент постели.

Из знаков: «+» означает выпуклость (дневной наклон), «-» означает вогнутость (ночной наклон).

При ночном наклоне с $W_{кор} > W_{нагр}$ общий угол наклона плиты ($W_{нагр} - W_{кор}$), за t часов не рассчитывается (рис.3, случай I).

По полученной модели рассчитываем энергию деформации вокруг поперечного компрессионного шва; это место представлено компрессионным швом с цементобетонным покрытием; расстояние между швами – 5.0 м. Каждый стежок называется по начальной точке (рис. 6).

Высота отметок на каждом компрессионном стыке автомобильных дорог с одинаковыми конструкциями дорожного покрытия, работающих при одинаковых транспортных нагрузках и природно-климатических воздействиях, должна быть одинаковой. Однако экспериментальные данные показывают, что размеры поперечных возвышений неодинаковы. Из рассмотренного примера видно, что высота подъема в трех соседних компрессионных швах зависит от сроков начала швов, изменения температуры плит, иными словами, это случайные явления [8-11].

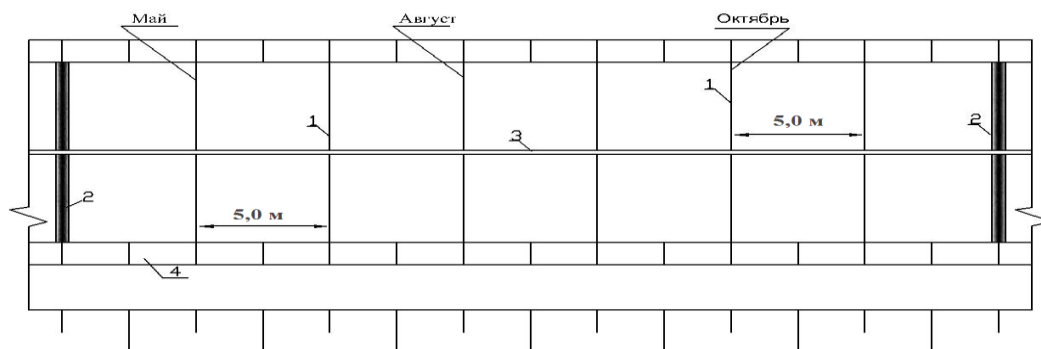


Рис.6. Основные конструктивные элементы цементобетонного покрытия (объект исследования):
1 – компрессионный шов; 2 – поперечный шов; 3 – продольный шов; 4 – укрепление края проезжей части.

Закключение. Прогнозы обычно применяются для обеспечения безопасности, а также при выборе местоположения и проектировании конструкций сооружений. Предварительное определение поперечного сжатия и сопутствующих подъемов грунта помогает разработать оптимальные решения в строительных процессах. Особое внимание следует уделять обеспечению нормативного подъема в поперечных швах на дорогах с цементобетонным покрытием. Таким образом, при конструировании цементобетонных покрытий необходимо учитывать причины возникновения подъемов, параметры конструкции дорожной одежды, природно-климатические и дорожные условия.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Амиров Т.Ж. Автомобиль йўллари ва аэродромлар цементбетон қопламаларини қуриш. Ўқув қўлланма. Тошкент. САНО СТАНДАРТ, 2017, –256 б.

- [2] Юнусов А.Г., Амиров Т.Ж., Холиқов Б.А., Нормухаммадов А.А. Цементбетон йўл қопламаларини куришда равонликни тامينлаш муаммолари. Меъморчилик ва курилиш муаммолари илмий техник журналы / СамДАҚИ. –Самарқанд-2020. №2 (1-қисм). 73-75 б.
- [3] МКН 44-08 «Бикр йўл тўшамаларини лойиҳалаш бўйича йўриқнома».
- [4] Железников, М.А. Исследование напряжённого состояния оснований дорожных бетонных покрытий: Дис... канд. техн. наук. Ленинград, 1969.
- [5] Фотиади А.А. Влияние параметров конструкции дорожной одежды на процесс образования уступов между плитами цементобетонного покрытия: Дисс....канд.техн.наук. Москва. 2009. –190 с.
- [6] Микаел Ди Томассо и др. Практическое руководство по технологии устройства цементобетонных дорог. Ташкент. “Бактрия Пресс”, 2021, –148 с.
- [7] Латин В.А. Исследование трещиностойкости дорожных цементобетонных покрытий от воздействия автомобилей и температуры в условиях Узбекистана: Дисс... канд.техн.наук. Москва. 1976.
- [8] Amirov T., Aripov X., Qurbonov B., Tukhtayev M., Rakhmatov S. Designing the composition of road concrete with chemical additives / International Scientific Conference “Construction Mechanics, Hydraulics and Water Resources Engineering” (CONMECHYDRO - 2021) E3S Web Conf. Volume 264, 2021. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126402049>.
- [9] Guide for Mechanistic-Empirical Design of new and rehabilitated pavement structures. Part 3. Design analysis. Chapter 4. Design of new and reconstructed rigid pavements. 2004.
- [10] Guide for Mechanistic-Empirical Design of new and rehabilitated pavement structures. Appendix BB: Design Reliability. 2003.
- [11] Highway Development and Management. Volume 6. Modelling road deterioration and works effects. 2001.

Дата поступления
12.11.2024

Адилходжаев А.И., Амиров Т.Ж., Арипов Х.Х., Даулетов М.Б. Кўндаланг сиқилиш чоклари атрофидаги цемент-бетон қопламаларидаги қирраларни прогноз қилиш.

Аннотация. Мақолада цементбетон қопламали йўлларнинг ҳолатига таъсир қилувчи ва уларнинг сифатини пасайтишига олиб келадиган омиллар таҳлил қилинади. Буларга қуйидагилар киради: кўндаланг чоклар яқинидаги бўйлама ёриқлар, кенгайиш ва сиқилишни кенгайтирувчи бўғинлардаги кўтарилишлар, кўндаланг ёриқлар ва қопламанинг эскириши, плитанинг эгрилиги. Автомобиллардан юкларнинг ва белгиланган нуқсонларнинг қоплама кесимининг энг заиф қисмларига бирзаликдаги таъсири қаралади, бу эса чўзилиш ва сиқилиш кучланишларининг энг катта қийматларидан ошиб кетишига ва натижада ёриқлар пайдо бўлишига олиб келади. Ушбу муаммоларни бартараф этиш имкониятлари ҳам кўриб чиқилади.

Калим сўзлар: цементбетон, автомобил йўллари, қоплама, бузилиш, кўтарилиш, деформация, плита, ёриқ, чок.

Adilkhodjaev A.I., Amirov T.Zh., Aripov Kh.Kh., Dauletov M.B. Prediction of step bumps in cement concrete pavements around transverse compression joints.

Abstract. The article analyzes the factors that affect the condition of roads with cement concrete pavement and lead to a decrease in their quality. These include: longitudinal cracks near transverse joints, swelling in expansion and compression joints, transverse cracks, pavement wear, and warping of slabs. The combined effect of vehicle loads and the above-mentioned defects on the most vulnerable sections of the pavement cross-section is considered, leading to exceeding the maximum values of compression and tension stresses and crack formation. The possibilities of eliminating these problems are also considered.

Keywords: cement concrete, highways, road surface, step bumps, deformation, slab, crack, joint.

УДК 519.63, 631.36

РЕЗУЛЬТАТ МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА И ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО АККУМУЛЯТОРА И СОЛНЕЧНОГО КОЛЛЕКТОРА

¹Ибрагимов У.Х., ²Мирзаев Ш.М., ²Ибрагимов С.С., ²Узоков О.Х.

¹Каршинский инженерно-экономический институт, Карши, Узбекистан

²Бухарский государственный университет, Бухара, Узбекистан

E-mail: salim.ibragimov.89@mail.ru

Аннотация. Разработана математическая модель на основе уравнений теплового баланса и проведены численные исследования по определению температуры стеклянного покрытия, поглотителя и аккумулятора тепла в солнечном коллекторе с тепловым аккумулятором и тепловой трубкой в зависимости от температуры аккумулятора и наружного воздуха, интенсивности солнечной радиации и потери тепла во внешнюю среду. По результатам моделирования энергетического баланса теплового аккумулятора максимальная температура теплового аккумулятора в солнечном коллекторе достигла 98.4 °C а при изменении толщины теплового аккумулятора от 20 до 100 мм было определено, что температура на поверхности теплоаккумулятора изменялась от 122.9 до 92.2 °C У; Установлено, что при изменении количества воды внутри тепловой трубки солнечного коллектора от 0.8 до 1.2 л, температура на поверхности тепловой трубки изменяется от 86.4 до 71.2 °C

Ключевые слова: солнечное излучение, солнечный коллектор, тепловой аккумулятор, тепловая трубка, стеклянное покрытие, поглотитель, теплоизоляция, конвективное тепло, каменный аккумулятор.

Введение. В настоящее время тепловая энергия аккумулируется в виде открытого и скрытого тепла. Простые системы, используемые для аккумулирования тепловой энергии, могут включать воду, камень, почву, песок и бетон, в которых энергия накапливается в виде прозрачного тепла [1-3].

Обычно в плоском солнечном коллекторе аккумуляторы тепла (камни) используются за поглотителем, т.е. внизу коллектора [4].

Солнечное излучение попадает в камеру через прозрачную стеклянную крышку плоского коллектора, проходит через слой воздуха и нагревает его. После этого солнечные лучи попадают на внешнюю поверхность тепловой трубки и поверхность теплового аккумулятора, в результате чего поверхность тепловой трубки нагревается. Тепло передается воде внутри трубки, и вода начинает испаряться. Водяной пар полностью занимает объем тепловой трубки и теплообменника. По мере увеличения температуры на поверхности тепловой трубки увеличивается температура и давление водяного пара в объеме теплообменника [5].

Следует отметить, что аккумуляторы тепла из твердых материалов доставляют неудобства, заключающиеся в том, что они занимают в устройстве большой объем. Положительной стороной является возможность оптимального размещения их в системах отопления (разумное использование пространства).

Согласно научной литературе, наличие тепловых аккумуляторов на всех тепловых объектах имеет большое значение [6]. Независимо от того, из какого материала изготовлен тепловой аккумулятор, определение его способности хранить тепловую энергию, то есть его КПД, является одним из важных вопросов.

Накопление скрытого тепла является наиболее эффективным способом накопления тепла [7]. В данной статье также рассматривается вопрос сохранения энергии в солнечном коллекторе. Принципиальная схема солнечного коллектора представлена на рис.1. Солнечный коллектор состоит из стеклянной крышки с высокой пропускаемостью солнечного света, поглотительной пластины, окрашенной в черный цвет, тепловой трубки и каменных аккумуляторов тепла. На абсорбере размещен каменный аккумулятор тепла. Для уменьшения потерь тепла во внешнюю среду вся внешняя поверхность системы защищена теплоизоляцией.

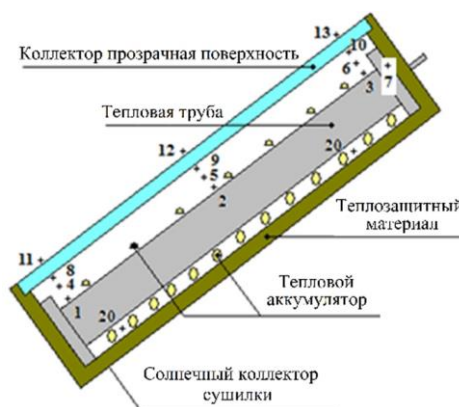


Рис.1. Принципиальная схема солнечного коллектора.

Экспериментальная часть и решение проблемы. Солнечные лучи поглощаются через стеклянную крышку внешней поверхностью тепловой трубки и каменным тепловым аккумулятором. При разработке уравнений энергетического баланса солнечного коллектора были сделаны следующие предположения:

- теплоемкость стеклянного покрытия, поглотительной пластины и теплоизоляции не учитывается, поскольку она слишком мала;
- нет температурного градиента по толщине стеклянного покрытия;
- материал хранения имеет среднюю температуру $T_i(t)$ в момент времени t ;

- система идеально герметична, утечка воздуха из солнечного коллектора отсутствует.

Рассмотрим уравнения баланса энергии предлагаемого солнечного коллектора с тепловой трубкой.

Уравнение энергетического баланса для стеклянного покрытия выглядит следующим образом:

$$I\alpha_{sh}A_{sh} + A_{sh}h_{r,a-sh}(T_a - T_{sh}) + A_{sh}h_{k,h-sh}(T_h - T_{sh}) = A_{sh}h_{k,sh-t,h}(T_{sh} - T_{t,h}) + A_{sh}h_{r,sh-o}(T_{sh} - T_o), \quad (1)$$

где I – плотность потока солнечного излучения, падающего на стеклянное покрытие, Вт/м²; α_{sh} – коэффициент поглощения стеклянного покрытия, $\alpha_{sh} = 0.06$; A_{sh} – площадь поверхности стеклянного покрытия, $A_{sh} = 0.7$ м²; $h_{r,a-sh}$ – коэффициент радиационной теплопередачи от внешней поверхности тепловой трубки к стеклу, Вт/(м²·°C); T_a – температура на внешней поверхности тепловой трубки, °C; T_{sh} – температура покрытия стекла, °C; $h_{k,h-sh}$ – коэффициент конвективной теплопередачи от воздуха к стеклу, Вт/(м²·°C); T_h – температура воздуха, °C; $h_{k,sh-t,h}$ – коэффициент конвективной теплопередачи от стеклянного покрытия к наружному воздуху, Вт/(м²·°C); $T_{t,h}$ – температура наружного воздуха, °C; $h_{r,sh-o}$ – коэффициент радиационной теплопередачи от стеклянного покрытия к небу, Вт/(м²·°C); T_o – температура неба, °C.

Для внешней поверхности стенки тепловой трубы:

$$I\tau_{sh}\alpha_a A_a = A_a h_{r,a-sh}(T_a - T_{sh}) + A_a h_{k,a-h}(T_a - T_h) + A_a (k_a / z_a)(T_a - T_t) \quad (2)$$

где τ_{sh} – проницаемость стеклянного покрытия, $\tau_{sh} = 0.84$; α_a – коэффициент поглощения адсорбера, $\alpha_a = 0.95$; A_a – площадь наружной поверхности тепловой трубки, $A_a = 0.56$ м²; $h_{k,a-h}$ – коэффициент конвективной теплоотдачи от наружной поверхности тепловой трубки к воздуху, Вт/(м²·°C); k_a – теплопроводность материала тепловой трубки, Вт/(м²·°C); z_a – толщина стенки тепловой трубки, $z_a = 0.002$ м.

Для каменного теплоаккумулятора:

$$(k_a / z_a) A_a (T_a - T_t) = M_t c_{p,t} \left(\frac{dT_t}{dt} \right) + U_u (A_p + A_{yon})(T_t - T_{t,h}) \quad (3)$$

где T_t – температура на поверхности камня, °C; M_t – масса камня, $M_t = 40$ kg; $c_{p,t}$ – удельная теплоемкость камня, $c_{p,t} = 0.84$ kJ/(kg·°C); U_u – общий коэффициент тепловых потерь, Вт/(м²·°C); A_p , A_{yon} – площадь поверхности дна и боковин солнечного коллектора, $A_p + A_{yon} = 0.39$ м².

Решая приведенные выше уравнения (1) и (3) относительно температуры стеклянного покрытия (T_{sh}), температуры внешней поверхности тепловой трубки (T_a) и температуры поверхности каменного теплоаккумулятора (T_t), получаем следующие уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{dT_{sh}}{d\tau} = & \frac{I\alpha_{sh}A_{sh}}{\rho_{sh}V_{sh}c_{p,sh}} + \frac{A_{sh}h_{r,a-sh}}{\rho_{sh}V_{sh}c_{p,sh}}t_\alpha - \frac{A_{sh}(h_{r,a-sh} - h_{k,h-sh} + h_{k,sh-t,h} + h_{r,sh-o})}{\rho_{sh}V_{sh}c_{p,sh}}t_{sh} - \\ & - \frac{A_{sh}h_{k,h-sh}}{\rho_{sh}V_{sh}c_{p,sh}}t_h + \frac{A_{sh}h_{k,sh-t,h}}{\rho_{sh}V_{sh}c_{p,sh}}t_{t,h} + \frac{A_{sh}h_{r,sh-o}}{\rho_{sh}V_{sh}c_{p,sh}}t_o, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{dT_a}{d\tau} = \frac{A_a(h_{r,a-sh} + h_{k,a-h} + (k_a / z_a))}{\rho_a V_a c_{p,a}}t_\alpha - \frac{A_a h_{r,a-sh}}{\rho_a V_a c_{p,a}}t_{sh} + \frac{A_a h_{k,a-h}}{\rho_a V_a c_{p,a}}t_h + \frac{A_a (k_a / z_a)}{\rho_a V_a c_{p,a}}t_t, \quad (5)$$

$$\frac{dT_t}{d\tau} = \frac{A_a (k_a / z_a)}{M_t c_{p,t}}t_\alpha - \frac{((k_a / z_a)A_a + U_u A_u)}{M_t c_{p,t}}t_t + \frac{U_u A_u}{M_t c_{p,t}}t_{t,h}. \quad (6)$$

Полученные результаты и анализ. При решении приведенных выше уравнений (4)-(6) с помощью программного средства Matlab-Simulink была построена блок-схема (рис. 2). Теоретические расчеты произведены 7 августа 2022 года. Изменения интенсивности солнечной радиации и температуры наружного воздуха представлены на рис.3. Согласно результатам, температура наружного воздуха колебалась от 27°C до 36.7°C. Интенсивность

солнечной радиации изменялась от 219 до 933 Вт/м². Интенсивность солнечной радиации была максимальной между 12:00 и 14:00 часами.

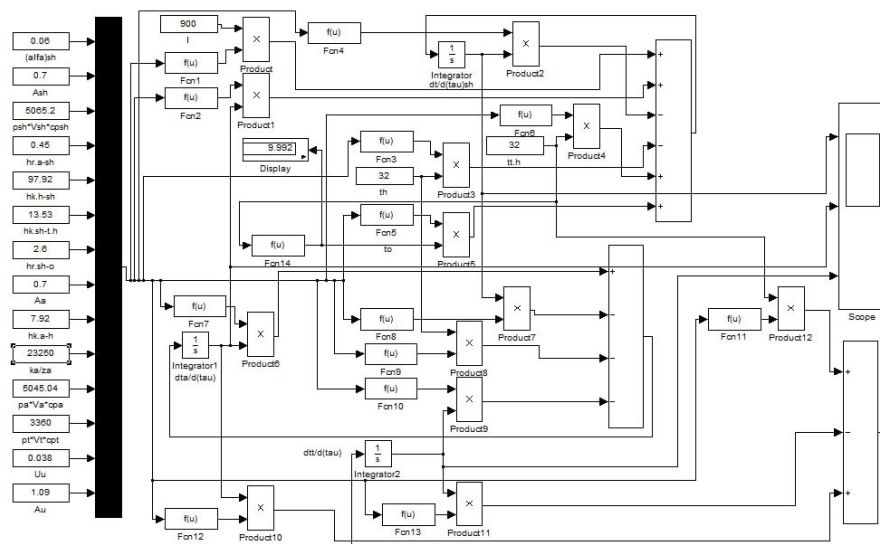


Рис.2. Блок-схема Matlab-Simulink математической модели солнечного коллектора с тепловым аккумулятором

Результаты теоретических исследований по определению температуры на поверхности тепловой трубки, температуры на поверхности камня и температуры стеклянного покрытия с помощью вышеуказанной программы представлены на рис.4. Из результатов, представленных на рис.4, видно, что существует значительная разница между значениями температур на поверхности камня, тепловой трубке и стеклянном покрытии. Температура камня составила 28.7°C в 8:00 часов и продолжала резко повышаться до 17:00, когда температура камня достигла 98.4°C. В этот период интенсивность солнечной радиации, попавшей на поверхность камня, аккумулировалась только в камне. Через 17 часов температура на поверхности камня снизилась из-за уменьшения интенсивности солнечной радиации и температуры наружного воздуха, и это снижение продолжалось до 8 часов следующего утра, при этом температура камня составила 31°C. Характер изменения температуры на поверхности тепловой трубки такой же, как и температуры камня, причем температура на поверхности тепловой трубки также достигла максимального значения в 17:00 часов, затем начала снижаться, но это снижение было меньшим, чем у камня. Основная причина в том, что имеющееся в камне тепло передается тепловой трубке. Причина, по которой температура стеклянного покрытия ночью немного выше, чем у камня, заключается в том, что накопленное в камне и тепловой трубке тепло передается во внешнюю среду.

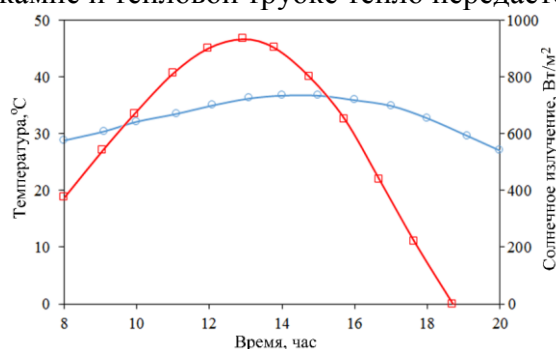


Рис.3. Интенсивность солнечной радиации и температура наружного воздуха 07.08.2022 (г. Бухара)

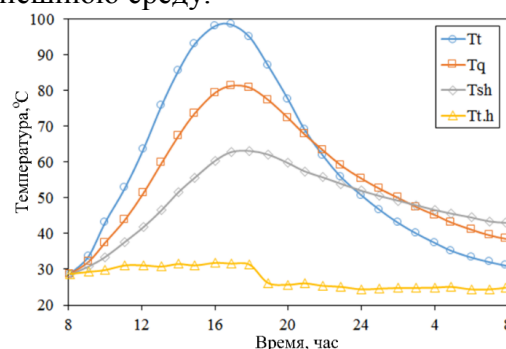


Рис. 4. Теплоаккумулятор, ИК и результаты изменения температуры на поверхности стеклянного покрытия (07.08.2022)

Дальнейшие теоретические исследования были направлены на определение изменения температуры на поверхности камня при различной толщине каменного аккумулятора.

Результаты изменения температуры на поверхности камня при разной толщине камня показаны на рис.5. Толщина каменного слоя варьируется от 20 до 100 мм. Как видно из результатов, представленных на рис.5, температура на поверхности камня уменьшалась по мере увеличения толщины камня. Причиной этого была способность камня накапливать тепло по мере увеличения его толщины. При толщине слоя камня 20 мм максимальная температура на поверхности камня составляла 122.9°C, а при толщине 100 мм – максимальная температура составляла 92.2°C.

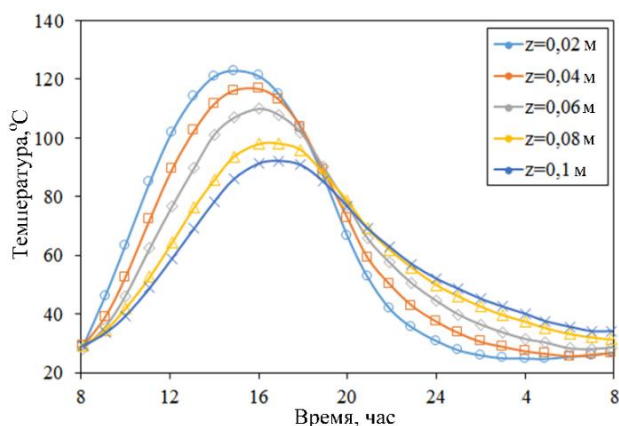


Рис. 5. Результаты изменения температуры на поверхности камня при изменении толщины камня

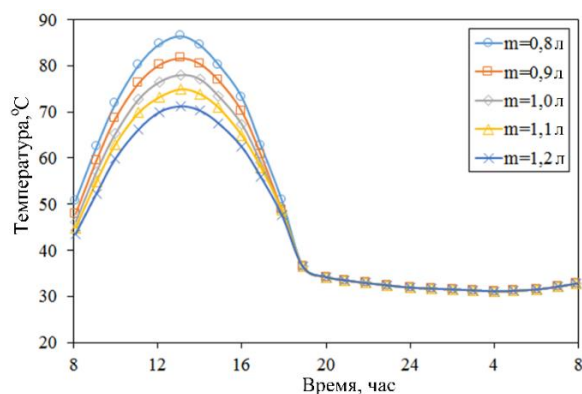


Рис. 6. Результаты изменения температуры на поверхности тепловой трубки при изменении количества воды внутри тепловой трубки

Выводы. Результаты изменения температуры на поверхности тепловой трубки во времени при различном количестве теплоносущей воды представлены на рис.6. Как видно из результатов, представленных на рис.6, изменение количества воды внутри тепловой трубки оказывает кардинальное влияние на температуру поверхности тепловой трубки, то есть с увеличением количества воды температура на поверхности тепловой трубки уменьшается. Основная причина этого – уменьшение свободного объема внутри тепловой трубки и увеличение способности воды аккумулировать тепло. Согласно результатам, максимальная температура составила 86.4°C, когда количество воды было минимальным (0.8 л), а минимальная температура составила 71.2°C, когда количество воды было максимальным (1.2 л). Из анализа результатов теоретических исследований, приведенных выше, видно, что необходимый диапазон температур для сушильной камеры можно получить в солнечном коллекторе с тепловой трубкой и тепловым аккумулятором.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Goyal R.K., Tiwari G.N., Garg H.P. Effect of thermal storage on the performance of an air collector // Energy Convers Mgmt. 1998, No. 39, pp. 193-202.
- [2] Hamdan M.A. Investigation of an inexpensive solar collector storage system // Energy conversion and management. Vol. 39, No. 5/6, pp. 415-420(1998).
- [3] Hassan E.S. Fath. Thermal performance of a simple design solar air heater with built-in thermal energy storage system // Energy Conversion and Management. Volume 36, Issue 10, October 1995, Pages 989-997.
- [4] El-Sebaei A.A., Abdul-Enein S., Ramdan M.R.I., El-Gohary H.G. Experimental investigation of an indirect type natural convection solar dryer // Energy Conversion and Management. 2002, No. 43, pp 2251–2266.
- [5] Елисеев В.Б., Сергеев Д.И. Что такое тепловая труба? Москва. Энергия, 1971, –136с.
- [6] Добрынин В.М., Вендельштейн Б.Ю., Кожевников Д.А. Петрофизика (Физика горных пород). Москва, Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2004, –368 с.
- [7] Rabin Y., Bar-Niv I., Korin E., Mikic B. Integrated solar collector storage system based on a salt-hydrate phase-change material // Solar Energy. Volume 55, Issue 6, December 1995, Pages 435-444.

Дата поступления
05.11.2024

Ибрагимов У.Х., Мирзаев Ш.М., Ибрагимов С.С., Узоков О.Х. Қуёш коллекторидаги иссиқлик аккумуляторининг энергетик балансини моделиштириши ва сонли тадқиқот натижалари

Аннотация. Иссиқлик аккумуляторли ва иссиқлик қувурли қуёш коллекторида шиша қоплама, абсорбер ва иссиқлик аккумуляторининг ҳароратларини ташиқи ҳаво ҳарорати, қуёш радиацияси интенсивлиги ва ташиқи муҳитга иссиқлик йўқотилишига боғлиқ ҳолда вақт бўйича ўзгаришини аниқлаш имконини берадиган иссиқлик баланси тенгламалари асосидаги математик модел ишлаб чиқилган ва сонли тадқиқот қилинган. Иссиқлик аккумуляторининг энергетик балансини моделиштириши натижаларига кўра, қуёш коллекторидаги иссиқлик аккумуляторининг максимал ҳарорати 98.4 °C га етган, иссиқлик аккумуляторининг қалинлиги 20 дан 100 мм гача ўзгарганда, иссиқлик аккумуляторининг юзасидаги ҳарорат 122.9 дан 92.2 °C гача оралиқда ўзгариши аниқланган. Қуёш коллекторининг иссиқлик қувури ичидаги сув миқдори 0.8 дан 1.2 л гача ўзгарганда, иссиқлик қувури юзасидаги ҳарорат 86.4 дан 71.2 °C гача оралиқда ўзгариши аниқланган.

Калим сўзлар: қуёш радиацияси, қуёш коллектори, иссиқлик аккумулятори, иссиқли қувури, шиша қоплама, абсорбер, қуёш радиацияси, шиша қоплама, иссиқлик изоляцияси, конвектив иссиқлик, тошли аккумулятор.

Ibragimov U.Kh., Mirzaev Sh.M., Ibragimov S.S., Uzokov O.H. The result of modeling the energy balance and numerical study of a heat storage unit and a solar collector

Abstract. A mathematical model based on heat balance equations was developed and numerical studies were conducted to determine the temperature of the glass coating, heat absorber, and heat storage in a solar collector with a heat accumulator and a heat pipe depending on the temperature of the heat accumulator, ambient temperature, solar radiation intensity and heat loss to the external environment. According to the results of modeling the energy balance of the heat storage, the maximum temperature of the heat accumulator in the solar collector reached 98.4 °C. When the thickness of the heat accumulator changed from 20 to 100 mm, it was determined that the temperature on the surface of the heat accumulator changed from 122.9 to 92.2 °C. When the amount of water inside the heat pipe of the solar collector changed from 0.8 to 1.2 l, it was found that the temperature on the surface of the heat pipe changed from 86.4 to 71.2 °C.

Keywords: solar radiation, solar collector, heat accumulator, heat pipe, glass covering, absorber, solar radiation, glass covering, thermal insulation, convective heat, stone accumulator.

УДК 621.01

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА В ВИДЕ ШАРНИРНОГО ПАРАЛЛЕЛОГРАММА РЕМЕННОЙ СОРТИРОВОЧНОЙ МАШИНЫ

Умаров Б.Т.

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

E-mail. bezzodumarov@mail.ru

Аннотация. В данной статье представлен кинематический и динамический анализ механизма в виде шарнирного параллелограмма, установленного для изменения параметров рабочей поверхности ремной сортировочной машины, используемой для сортировки сельскохозяйственной продукции, такой как картофель и лук, на фракции в зависимости от их внешних размеров.

Ключевые слова: шарнирный параллелограмм, ромб, звено, винтовая передача, скорость, ускорение, кинематические пары, сила, кинетическая энергия.

Из-за различных физико-механических свойств сельскохозяйственной продукции в зависимости от их сортов и видов, а также различных требований, предъявляемых к ним в разных условиях, при проектировании сельскохозяйственных машин целесообразно учитывать изменчивость рабочих параметров. Предлагаемая сортировочная машина оснащена механизмом в виде шарнирного параллелограмма для изменения параметров рабочей поверхности машины (рис.1) [1]. Следует провести кинематический и динамический анализ механизмов для определения количества и мощности источников, необходимых для их приведения в движение. Этот анализ особенно важен из-за инерционных свойств звеньев. Далее приводится анализ механизма в виде шарнирного параллелограмма.

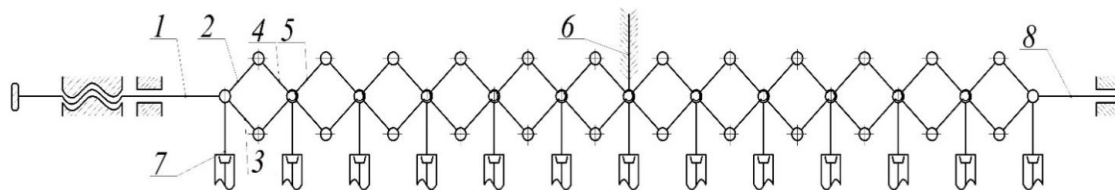


Рис.1. Механизм в виде шарнирного параллелограмма.

Механизм состоит из звена 1, которое передает движение механизма через винтовую передачу, и рычагов 2, 3, 4 и 5, соединённых кинематическими парами и образующих замкнутые контуры в форме ромба. На двух концах ромбов к кинематическим парам крепятся

шкивы 7 сортировочной машины. Центральная кинематическая пара соединяется со станиной 6 (рис. 1). Для упрощения расчетов было принято считать количество шкивов четным, а центральный шкив неподвижным.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 + q, \quad (1)$$

Определим степень подвижности механизма. В механизме имеется 28 подвижных звеньев, которые соединены через 42 кинематических пары 5-го класса. Последнее подвижное звено (8), установленное для обеспечения жесткости механизма, создает одну избыточную связь.

В механизм можно передавать движение от одного источника через одно из звеньев. Теперь определим скорости и ускорения необходимых точек звеньев механизма. Для этого воспользуемся аналитическим методом (рис. 2).

Рис.2. Замкнутые векторные контуры, где v_1 скорость точки 1, м/с.

$$\vec{x}_2 = \vec{x}_0 + \vec{v}_1 t + \vec{l}_1 + \vec{l}_2. \quad (3)$$

С помощью первой производной выражений (4) и (5) определим проекции скорости точки 2 на оси координат. При этом учитываем следующее:

где ω – угловая скорость звеньев при вращательном движении, рад/с, t – время, с.

Поскольку вертикальная составляющая скорости точки 2 равна нулю, скорость этой точки будет равна:

$$v_2 = v_1 - 2l\omega \sin \varphi. \quad (10)$$

Продолжая нумерацию точек на рис. 2, обозначим точку, соединённую с опорой 6 (рис.1), через n . Скорость произвольной точки k до точки n можно определить с помощью следующего выражения:

$$v_k = v_1 - 2(k-1)l\omega \sin \varphi. \quad (11)$$

По конструкции механизма скорость точки n равна нулю.

$$0 = v_1 - 2(n-1)l\omega \sin \varphi. \quad (12)$$

Из этого выражения с помощью математических преобразований получаем следующее:

$$v_1 = 2(n-1)l\omega \sin \varphi, \quad \varphi = \arcsin \frac{v_1}{2(n-1)l\omega}. \quad (13)$$

Путём подстановки выражения (13) в выражение (11), мы можем получить формулу для определения скорости точки с произвольным порядковым номером:

$$\begin{aligned} v_k &= v_1 - 2(k-1)l\omega \sin(\arcsin \frac{v_1}{2(n-1)l\omega}) = \\ &= v_1 - 2(k-1)l\omega \frac{v_1}{2(n-1)l\omega} = v_1 - v_1 \frac{k-1}{n-1}. \end{aligned} \quad (14)$$

Из выражения (11), ещё раз взяв производную по времени, мы можем определить ускорение точек:

$$\begin{aligned} a_k &= \frac{dv_k}{dt} = (v_1 - 2(k-1)l\omega \sin(\omega t))', \\ a_k &= \frac{dv_1}{dt} - 2(k-1)l\omega^2 \cos \varphi = a_1 - 2(k-1)l\omega^2 \cos \varphi. \end{aligned} \quad (15)$$

По конструкции механизма, поскольку точка n соединена с опорой, её ускорение также равно нулю:

$$\begin{aligned} a_n &= 0 = a_1 - 2(n-1)l\omega^2 \cos \varphi, \\ a_1 &= 2(n-1)l\omega^2 \cos \varphi, \quad \varphi = \arccos \frac{a_1}{2(n-1)l\omega^2}. \end{aligned} \quad (16)$$

Из выражений (15) и (16) можно получить следующее:

$$\begin{aligned} a_k &= a_1 - 2(k-1)l\omega^2 \cos(\arccos \frac{a_1}{2(n-1)l\omega^2}) = \\ &= a_1 - 2(k-1)l\omega^2 \frac{a_1}{2(n-1)l\omega^2} = a_1 - a_1 \frac{k-1}{n-1}. \end{aligned} \quad (17)$$

Найденные выражения для определения скоростей и ускорений уместны для точек до n , соединённой с опорой. Теперь определим скорости и ускорения точек, расположенных справа от точки n . Первая точка справа совпадает с точкой n слева, и мы обозначим её как 1 (рис. 3). Её скорость и ускорение равны скорости и ускорению точки n слева. Также скорости и ускорения точки 2 справа будут равны скорости и ускорению точки $n-1$ слева. Мы считаем количество точек слева и справа одинаковым и последнюю точку справа также обозначаем как n .

Выразим вектор x_2 , определяющий положение 2-ой точки справа, как геометрическую сумму нескольких векторов (рис. 3):

$$\vec{x}_2 = \vec{x}_0 + \vec{v}_1 t + \vec{l}_1 + \vec{l}_2. \quad (18)$$

$$x_{2x} = x_0 + v_1 t + |\vec{l}_1| \cos \varphi + |\vec{l}_2| \cos \varphi, \quad (19)$$

$$x_{2y} = 0 = |\vec{l}_1| \sin \varphi - |\vec{l}_2| \sin \varphi. \quad (20)$$

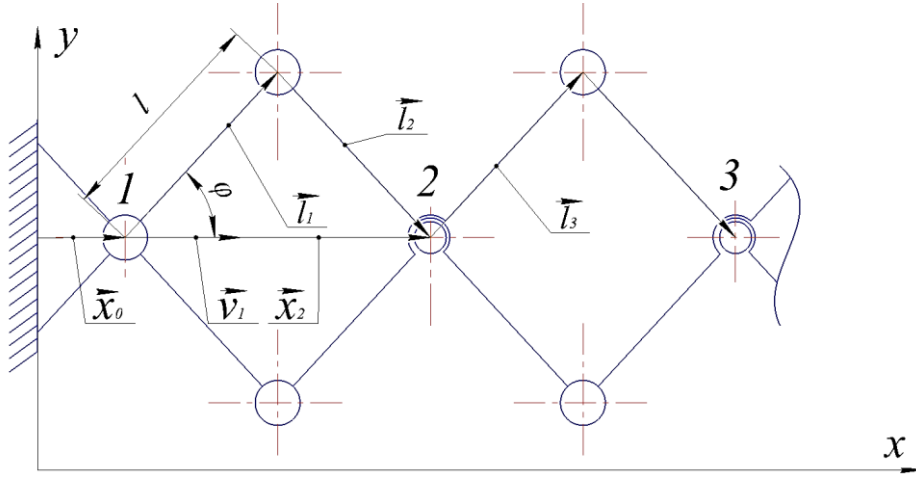


Рис.3. Замкнутые векторные контуры.

Проецируем выражения (19) и (20) на оси координат и определяем скорости, при этом учитываем, что $v_1 = 0$.

$$v_{2x} = \frac{dx_{2x}}{dt} = (x_0 + v_1 t + 2l \cos(\omega t))', \quad (21)$$

$$v_{2y} = \frac{dx_{2y}}{dt} = 0. \quad (22)$$

Скорость 2-ой точки будет равна:

$$v_2 = -2l\omega \sin \varphi. \quad (23)$$

Можно увидеть, что скорость произвольной точки k можно определить с помощью следующего выражения:

$$v_k = -2(k-1)l\omega \sin \varphi. \quad (24)$$

По конструкции механизма скорость и ускорение 2-ой точки справа равны скорости и ускорению точки $n-1$ слева. Из выражений (23) и (14) получаем следующее равенство:

$$v_1 - v_1 \frac{n-2}{n-1} = -2l\omega \sin \varphi. \quad (25)$$

Из этого выражения, с помощью математических преобразований, мы получаем следующее:

$$\omega t = \arcsin \frac{v_1}{-2(n-1)l\omega}. \quad (26)$$

Подставив (26) в (24), получаем:

$$v_k = -2(k-1)l\omega \sin(\arcsin \frac{v_1}{-2(n-1)l\omega}) = -2(k-1)l\omega \frac{v_1}{-2(n-1)l\omega} = v_1 \frac{k-1}{n-1}. \quad (27)$$

Ускорение можно определить также, как и слева. Берем производную от выражения (24) один раз.

$$a_k = -2(k-1)l\omega^2 \cos \varphi. \quad (28)$$

Уместно следующее:

$$\frac{a_1}{n-1} = -2l\omega^2 \cos \varphi, \quad \varphi = \arccos \frac{a_1}{-2l\omega^2(n-1)} \quad (29)$$

Из (28) и (29) получаем следующее:

$$a_k = a_1 \frac{k-1}{n-1} \quad (30)$$

Звенья механизма одновременно совершают как поступательное, так и вращательное движение. Вращательное движение не влияет на движение шкивов. Однако, чтобы определить силу, действующую на ведущее звено, мы также вычисляем характеристики вращательного движения. Во вращательном движении все звенья механизма движутся с одинаковыми угловыми скоростями и ускорениями. Для определения угловой скорости используем выражения (23) и (24).

$$v_2 = -2l\omega \sin \varphi, \quad \omega = \frac{v_2}{-2l \sin \varphi}, \quad v_2 = v_1 - v_1 \frac{n-2}{n-1} = \frac{v_1}{n-1}, \quad \omega = \frac{v_1}{-2l \sin \varphi (n-1)}. \quad (31)$$

Чтобы создать динамическую модель ведущего звена механизма, мы приведем активные силы, инерционные силы и моменты инерции, действующие на все звенья механизма, к ведущему звену. На точках механизма, в которых определены скорости, закреплены шкивы, и силы трения между шкивами и валами создают сопротивление движению этих точек. Силы трения действуют одинаково на все шкивы. Сначала определим влияние сил, действующих на ведущее звено с левой стороны. Для этого воспользуемся законом сохранения энергии. Чтобы преодолеть силы трения, действующие на точки через шкивы, потребуется следующая мощность:

$$N = \sum_{k=1}^n F v_k, \quad (32)$$

где F – сила трения, действующая на точки H .

Из вышеуказанного получаем следующее:

$$\sum_{k=1}^n v_k = \sum_{k=1}^n v_1 - v_1 \frac{k-1}{n-1} = \sum_{k=1}^n v_1 \left(1 - \frac{k-1}{n-1}\right) = \sum_{k=1}^n v_1 \frac{n-k}{n-1} = v_1 \frac{n}{2}, \quad \text{и} \quad N = F v_1 \frac{n}{2}, \quad (33)$$

$$F_{\text{тан}} = \frac{N}{v_1} = F \frac{n}{2}. \quad (34)$$

Влияние сил трения справа на ведущее звено будет таким же. Общая сила, действующая на ведущее звено, будет следующей.

$$F_{\text{кел}} = F n. \quad (35)$$

Уточним выражение (предполагая, что количество шкивов справа и слева одинаково):

$$F_{\text{кел}} = F \frac{c+1}{2}, \quad (36)$$

где c – общее количество шкивов в машине.

Звенья механизма, где закреплены шкивы, совершают поступательное движение вместе со шкивами, а сами звенья совершают вращательное движение. Кинетическая энергия механизма будет следующей (кинетические энергии шкивов и звеньев с обеих сторон в поступательном движении равны):

$$T_u = m v_1^2 \sum_{k=1}^n \left(\frac{n-k}{n-1}\right)^2 - m_0 v_1^2 = v_1^2 \left(m \sum_{k=1}^n \left(\frac{n-k}{n-1}\right)^2 - m_0\right), \quad (37)$$

где m_0 – масса звеньев, подобных 4, 5; m – общая масса шкива и двух звеньев длиной $2l$, подобных 4, 5 (рис. 3 и 4).

Определим кинетическую энергию вращательного движения звеньев с левой стороны. Предполагаем, что звенья имеют форму тонкого стержня. Известно, что моменты инерции стержня относительно оси вращения, проходящей через центр тяжести и один из его концов, определяются следующими формулами:

$$J_{a,\dot{y}} = \frac{ml^2}{12}, \quad J_y = \frac{ml^2}{3}.$$

Слева находятся $2n-2$ стержня длиной $2l$ с осью вращения, проходящей через центр масс, и 2 стержня длиной l , вращающиеся относительно своих концов. Справа находятся $2n-4$ стержня длиной $2l$ с осью вращения, проходящей через центр масс, и 2 стержня длиной l . Общее количество стержней длиной $2l$ составляет $4n-6$, каждый из которых имеет массу m_0 , общее количество стержней длиной l – 4, каждый из которых имеет массу $0.5m_0$. Угловая скорость вращения вышеуказанных звеньев была определена в (31).

Моменты инерции стержней длиной $2l$ имеют вид:

$$J_{a,\dot{y}} = \frac{m_0 4l^2}{12},$$

моменты инерции стержней длиной l имеют вид:

$$J_y = \frac{0,5m_0 l^2}{3}.$$

Определим кинетическую энергию вращательного движения.

$$T_a = \frac{4n-6}{2} \cdot \frac{m_0 4l^2}{12} \cdot \frac{v_1^2}{4l^2 \sin^2 \varphi(n-1)^2} + 2 \cdot \frac{0,5m_0 l^2}{3} \cdot \frac{v_1^2}{4l^2 \sin^2 \varphi(n-1)^2} = \frac{m_0 v_1^2}{6 \sin^2 \varphi(n-1)} \quad (38)$$

Общая кинетическая энергия механизма будет следующей:

$$T = T_u + T_a = v_1^2 \left(m \sum_{k=1}^n \left(\frac{n-k}{n-1} \right)^2 - m_0 \right) + \frac{m_0 v_1^2}{6 \sin^2 \varphi(n-1)} \quad (39)$$

Массу, приведённую на начальное звено, можно найти следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{m_{\text{кел}} v_1^2}{2} &= T = v_1^2 \left(m \sum_{k=1}^n \left(\frac{n-k}{n-1} \right)^2 - m_0 \right) + \frac{m_0 v_1^2}{6 \sin^2 \varphi(n-1)}, \\ m_{\text{кел}} &= 2 \left(m \sum_{k=1}^n \left(\frac{n-k}{n-1} \right)^2 - m_0 \right) + \frac{m_0}{3 \sin^2 \varphi(n-1)} \end{aligned} \quad (40)$$

Движение передаётся в механизме с помощью винтовой передачи. При этом шаг резьбы винта обозначим как h . Составим уравнение движения механизма:

$$M_{\text{har}} \delta = \frac{1}{2} m_{\text{кел}} \left(h \frac{\delta}{2\pi} \right)^2 + F_{\text{кел}} h \frac{\delta}{2\pi},$$

где $\delta = \omega_1$.

$$\begin{aligned} M_{\text{har}} \delta &= \frac{1}{2} m_{\text{кел}} \left(h \frac{\omega_1}{2\pi} \right)^2 + F_{\text{кел}} h \frac{\delta}{2\pi}, \quad M_{\text{har}} t = \frac{1}{2} m_{\text{кел}} h^2 \frac{\omega_1}{4\pi^2} + F_{\text{кел}} h \frac{t}{2\pi}, \\ M_{\text{har}} &= \frac{m_{\text{кел}} h^2 \omega_1}{8t\pi^2} + \frac{F_{\text{кел}} h}{2\pi}, \quad M_{\text{har}} = \frac{(2(m \sum_{k=1}^n \left(\frac{n-k}{n-1} \right)^2 - m_0) + \frac{m_0}{3 \sin^2 \varphi(n-1)}) h^2 \omega_1}{8t\pi^2} + \frac{Fh(c+1)}{4\pi} \end{aligned} \quad (41)$$

Известны следующие приближённые значения:

$$\varphi \in \left(\frac{5\pi}{12}, \frac{\pi}{6} \right) \text{ и } h = (1 \dots 6) 10^{-3} \text{ м}, \quad h^2 = (1 \dots 36) 10^{-6} \text{ м}^2.$$

$$\frac{(2(m \sum_{k=1}^n \left(\frac{n-k}{n-1} \right)^2 - m_0) + \frac{m_0}{3 \sin^2 \varphi(n-1)}) h^2 \omega_1}{8t\pi^2} \approx 0 \text{ и } M_{\text{har}} = \frac{Fh(c+1)}{4\pi}.$$

Видно, что момент, необходимый для приведения механизма в движение, зависит от силы трения между шкивами и валами, общего количества шкивов и шага резьбы, и является постоянным.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Патент РУз № FAP 01241. Машина для сортировки / Бахадиров Г. А., Сабиржанов Т. М., Умаров Б. Т., Бахадиров К. Г. Оpubл. 30.10.2017, Бюл. № 10(198).
- [2] Bahadirov, G., Sultanov, T., Umarov, B., & Bakhadirov, K. Advanced machine for sorting potato tubers / In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020, July, Vol. 883, No. 1, p. 012132. IOP Publishing.
- [3] Bahadirov, G., Umarov, B., Obidov, N., Tashpulatov, S., & Tashpulatov, D. Justification of the geometric dimensions of drum sorting machine / In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2021, December, Vol. 937, No. 3, p. 032043). IOP Publishing.

Дата поступления
10.11.2024

Умаров Б. Тасмали саралаш машинасининг шарнирли параллелограмм кўринишидаги механизмни кинематик ва динамик таҳлили.

Аннотация. Мазкур мақолада картошка, пийёз каби қишлоқ хўжалиги маҳсулотларини ташиқи ўлчамларига кўра фракцияларга ажратишда қўлланиладиган тасмали саралаш машинаси ишчи юзасининг параметрларини ўзгартириши учун ўрнатилган шарнирли параллелограмм кўринишидаги механизмнинг кинематик ва динамик таҳлили келтирилган

Калим сўзлар: шарнирли параллелограмм, ромб, бўгин, винтлицузатма, тезлик, тезланиш, кинематик жуфтлар, куч, кинетик энергия.

Umarov B. Kinematic and dynamic analysis of the mechanism in the form of a hinged parallelogram of a belt sorting machine.

Abstract. This article presents the kinematic and dynamic analysis of a mechanism in the form of a hinged parallelogram, installed to change the parameters of the working surface of a belt sorting machine used for sorting agricultural products, such as potatoes and onions, into fractions based on their external dimensions.

Keywords: hinged parallelogram, rhombus, link, screw transmission, speed, acceleration, kinematic pairs, force, kinetic energy.

УДК 677.017.4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДИАГРАММЫ РАСТЯЖЕНИЯ ХЛОПКОВОЙ ПРЯЖИ ДО ОБРЫВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕЁ НЕЛИНЕЙНЫХ ДЕФОРМАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Хазратова Т.Я.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений им.М.Т.Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: abduazizovaguli1101@gmail.com

Аннотация. Данная статья посвящена экспериментальному определению влияния скорости движения на прочность хлопковой пряжи. Прочность текстильных материалов напрямую зависит от качества используемых нитей, что делает понимание их деформации под различными нагрузками критически важным. В статье рассматривается проведение экспериментов на разрывной машине "Tenso Master". Результаты экспериментов, представленные в виде графиков зависимостей растягивающей нагрузки и относительной деформации, показывают, что значения параметров прочности остаются стабильными в рассматриваемом диапазоне скоростей деформации. Наибольшие значения разрывной нагрузки наблюдаются при скоростях 500 мм/мин, а наименьшие – при скоростях 5000 мм/мин. Значения критической деформации остаются постоянными при обеих скоростях деформирования.

Ключевые слова: прочность, хлопковая пряжа, скорость движения, натяжение пряжи, разрывная машина "Tenso Master", деформация, пневмомеханический способ прядения.

Введение. Качество текстильных изделий и материалов неразрывно связано с прочностью нитей, используемых в их производстве. Эти нити проходят через сложные технологические процессы и, чтобы точно определить и оценить их прочность, необходимо полностью понимать, как нити деформируются под различными нагрузками. Это требует глубокого понимания механики деформируемых твердых тел, которая лежит в основе разработки текстильных материалов [1].

В процессе текстильного производства определение натяжения пряжи очень важно для обеспечения качества продукции. С помощью численного моделирования демонстрируется важность регулирования натяжения пряжи и разрабатывается система регулирования натяжения пряжи [2-3].

Эксперименты по определению прочности хлопковой пряжи проводились на разрывной машине "Tenso Master". На этой машине проводились повторные испытания на растяжение пряжи до разрыва, каждое из которых осуществлялось 50 раз подряд. Программное обеспечение разрывной машины "Tenso Master" выполняет статистическую обработку экспериментальных данных и автоматически выводит математическое ожидание, среднее отклонение, дисперсию и другие результаты статобработки. Согласно этим данным, погрешность экспериментов не превышает 5%, что обеспечивает достоверность экспериментальных данных на уровне 95%, поэтому подробные данные статобработки здесь не приводятся.

Для изготовления хлопковой пряжи использовался средневолокнистый хлопок селекционного сорта С-6524, 1-ой группы зрелости, 4-го типа, 1-го сорта волокна с номинальной линейной плотностью 20.0 текс. Перед экспериментом по растяжению пряжи ее фактическая линейная плотность каждый раз определялась заново. Отклонение от номинальной линейной плотности составляет менее 2%, что находится в пределах нормы стандартов.

Разрывная машина "Tenso Master" позволяет растягивать образцы пряжи с разной скоростью движения, что фактически эквивалентно разным скоростям деформирования пряжи при растяжении. Существует связь между скоростью движения пряжи и скоростью ее деформирования в виде

$$\varepsilon_v = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{v}{L_0}, \quad (1)$$

где ε_v – скорость деформирования пряжи при ее растяжении; ε – продольная деформация; v – скорость движения нижнего конца пряжи при растяжении; L_0 – базовая длина пряжи при растяжении [5-7].

При растяжении пряжи скорость движения равнялась $v=500$ мм/мин и 5000 мм/мин, $L=400$ мм. Каждый вид пряжи при этих значениях скорости растяжения до разрыва испытывался 50 раз, для двух значений скорости в общей сложности опыты проводились 100 раз.

Типичные диаграммы растяжения пряжи, полученной кардной системой, пневмомеханическим способом с номинальной линейной плотностью $T=20.0$ текс при скорости движения $v=500$ мм/мин приведены на рис.1.

Как видно из рис.1, с увеличением значения растягивающей нагрузки F (сН), увеличивается значение относительной деформации ε (%), и после достижения деформацией критического значения $\varepsilon=\varepsilon_k$ (здесь в среднем $\varepsilon_k^{cp} = 7$ %), при критическом значении $F=F_k$ пряжа разрывается [8-9].

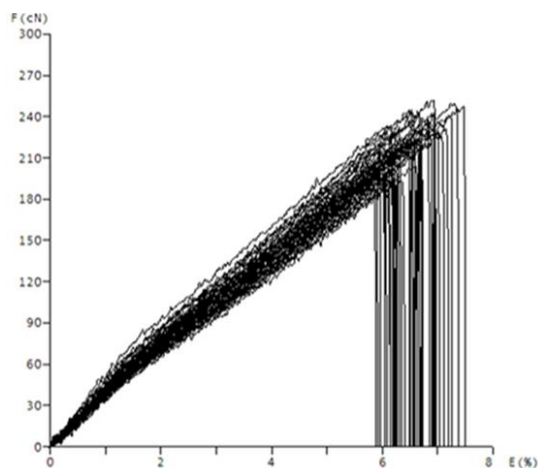


Рис. 1. Диаграмма зависимости для пряжи, полученной кардной системой, пневмомеханическим способом с линейной плотностью 20.0 текс при 500 мм/мин.

На рис.1 приведена типичная зависимость растягивающей силы от деформации удлинения, т.е. диаграмма для кардной пряжи пневмомеханического прядения до обрыва при $v = 500$ мм/мин, $L_o=400$ мм, $T=20$ текс, $\varepsilon_g = 0.02$ с⁻¹.

Как видно из рис.1, с увеличением силы растяжения растет продольная деформация и после достижения некоторого значения, около $\varepsilon = 6\%$ происходит обрыв пряжи. Вертикальные линии на диаграмме $F(\varepsilon)$ соответствуют обрыву пряжи. На диаграмме $F(\varepsilon)$ прежде всего наблюдается большой разброс в значениях деформации ε_k , при которой происходит обрыв пряжи. В опытах из одной бобины в автоматическом режиме 50 раз фиксируется участок пряжи длиной 800 мм, который испытывается на обрыв. Несмотря на то, что все испытываемые участки пряжи одинаковой длины, из-за неоднородности пряжи по длине они обрываются при разных значениях ε_k . Из диаграммы $F(\varepsilon)$ видно, что разброс параметров F и ε в начале процесса растяжения небольшой. С развитием деформации этот разброс увеличивается и достигает 25-30% в момент обрыва пряжи. Поэтому возникает необходимость осреднения зависимостей $F(\varepsilon)$ для каждой серии испытаний пряжи до обрыва, что дает наиболее реальную диаграмму, соответствующую данной серии опытов.

На рис.2 приведена диаграмма растяжения кардной пряжи пневмомеханического прядения до обрыва при $v = 5000$ мм/мин, $L_o=400$ мм, $T=20$ текс. В этом случае скорость деформирования равна $\varepsilon_g = 0.208$ с⁻¹, т.е. она в 10 раз больше, чем в случае, показанном на рис.1.

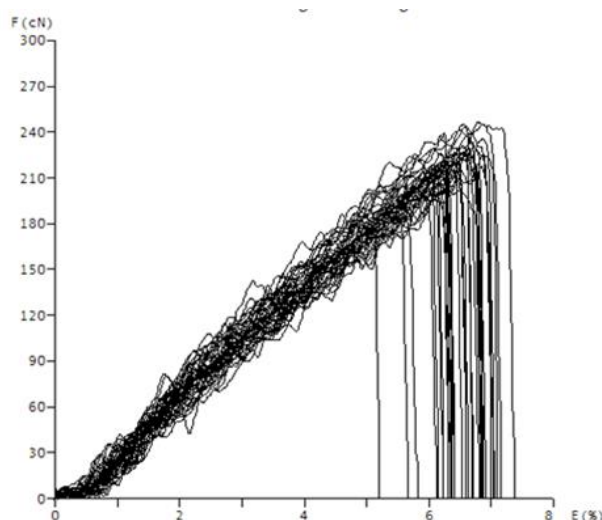


Рис. 2. Диаграмма зависимости для пряжи, полученной кардной системой, пневмомеханическим способом с линейной плотностью 20.0 текс при 5000 мм/мин.

Здесь наблюдаем уменьшение значения критической деформации обрыва пряжи ε_k . При значении базовой длины деформирования $L_o = 400$ мм, в отдельных опытах ε_k уменьшается. Видимо это связано с процессом распространения и установления растягивающей нагрузки по длине пряжи, так как в короткой пряже волновой процесс является более интенсивным. Этот вопрос можно выяснить при решении теоретических задач методами математического моделирования процесса обрыва пряжи.

Согласно диаграммам $F(\varepsilon)$ на рис.1, $F_k^{\max} = 252.16$ сН; $\varepsilon_k^{\max} = 7.48$ %; $F_k^{\min} = 190.67$ сН; $\varepsilon_k^{\min} = 5.85$ %; $F_k^{cp} = 221.85$ сН; $\varepsilon_k^{cp} = 6.48$ %. Эти значения критической силы растяжения и критического значения деформации выдаются программным обеспечением разрывной машины «Tenso Master» в автономном режиме. Согласно этим данным разброс по значениям F_k составляет 12.41%, а по значениям ε_k – 13.36 %. Значения этих разбросов для пряж из разных бобин разные.

Диаграммы ν – для этой же пряжи, полученной при скорости движения $\vartheta = 5000$ мм/мин, приведены на рис.2. Здесь значения параметров следующие: $F_k^{\max} = 246.71$ сН; $\varepsilon_k^{\max} = 6.87$ %; $F_k^{\min} = 188.85$ сН; $\varepsilon_k^{\min} = 5.02$ %; $F_k^{cp} = 220.90$ сН; $\varepsilon_k^{cp} = 6.32$ %. При увеличении скорости движения пряжи или скорости деформирования в 10 раз, значения параметров диаграммы $F(\varepsilon)$ - F_k , ε_k по максимальным, минимальным и средним значениям увеличиваются незначительно – на 2.16 %; 0.95 %; 0.42 %; 8.1 %; 14.2% и 2.47 % соответственно. Это объясняется малыми значениями скорости деформирования при растяжении. При скорости движения $\nu = 500$ мм/мин, согласно рис. 1, $\varepsilon_\nu = 0.02$ с⁻¹, где $L_0 = 400$ мм.

В обоих рассмотренных случаях длина пряжи в момент её растяжения оставалась неизменной $L_0 = 400$ мм. Скорость деформирования пряжи при скорости движения $\vartheta = 5000$ мм/мин равна $\varepsilon_\nu = 0.208$ с⁻¹.

Таблица 1

Сопоставительные значения для пряжи с линейной плотностью 20.0 текс

Параметры		$F_k^{\max}$, сН	$\varepsilon_k^{\max}$, %	$F_k^{\min}$, сН	$\varepsilon_k^{\min}$, %	F_k^{cp} , сН	ε_k^{cp} , %
Пряжа, полученная кардной системой пневмомеханическим способом	500 мм/мин	252.16	7.48	190.67	5.85	221.85	6.48
	5000 мм/мин	246.71	6.87	188.85	5.02	220.90	6.32

Критическая растягивающая сила является показателем прочности пряжи как удельной разрывной нагрузки. С увеличением скорости движения значения этой силы в момент разрыва пряжи незначительно растут (см. таблицу).

Этот факт подтверждает известное свойство деформируемых материалов: с увеличением скорости деформации увеличивается сопротивление материала воздействию внешних нагрузок, следовательно, материал проявляет большую прочность [10-11]. Значение критической деформации, при которой происходит обрыв пряжи, с увеличением скорости движения не всегда увеличивается (см. таблицу). Этот факт означает, что изменение скорости деформации не влияет на значения, что также было отмечено в работе [12].

Исследования показали, что в рассматриваемом диапазоне изменения скорости деформации от 0.02 с⁻¹ до 0.208 с⁻¹, значения параметров прочности остаются постоянными.

Обнаружено, что значения разрывной нагрузки и удельной разрывной нагрузки при разных скоростях различны. Наибольшие их значения наблюдаются у пряжи при скорости 500 мм/мин, а наименьшие значения достигаются при скорости 5000 мм/мин.

Значения критической деформации остаются постоянными при двух скоростях деформирования.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Чжэн Б., Цзян Г. Численное моделирование и регулирование натяжения пряжи на основовязальных машинах // Журнал текстильных исследований. 2023, № 93(3-4). С. 817-833. doi: 10.1177/00405175221125945
- [2] Sultanov K.S., Ismoilova S.I. Strength of the yarns at high velocities of their motion in technological processes of textile production / International Conference on Actual Problems of Applied Mechanics - APAM - 2021. Cite as: AIP Conference Proceedings 2637, 030020 (2022). Published: 20 October 2022. PP.030020-1-16.
- [3] Ismoilova S.I. Deterministic method to calculate the strength of cotton yarns//International Conference on Actual Problems of Applied Mechanics - APAM - 2021. Cite as: AIP Conference Proceedings 2637, 030018 (2022). Published: 20 October 2022. PP.030018-1-9. URL: <https://doi.org/10.1063/5.0119210> (Scopus).
- [4] Жерницын Ю.Л., Гуламов А.Э. Методическое указание по выполнению научно-исследовательских и лабораторных работ по испытанию продукции текстильного назначения. Ташкент, 2007, – 96 с.
- [5] Го М, Ван Дж, Гао В. Новый метод испытания несущей способности калиброванной основной пряжи, основанный на моделировании ткацкой нагрузки и его эффективности // Журнал текстильных исследований. 2023, №93(11-12), С. 2809-2823. doi: 10.1177/00405175221140865
- [6] Лю Ю, Фэн З, Лв Ф, Ван Г. Улучшенная динамическая модель и численное моделирование пряжи в кольцепрядильной системе // Журнал текстильных исследований. 2023, №93(9-10). С. 2175-2190.
- [7] Sultanov K.S., Ismoilova S.I. Physically Nonlinear Elastic-Viscoplastic Law of Cotton Yarn under Tension to Breakage // Journal of Fashion Technology & Textile Engineering. 2017, Vol.5, No. 4, pp.10-18.

- [8] Ismailova S.I., Sultanov K.S. Nonlinear Deformation Laws for Composite Threads in Extension // Mechanics of Solids. (Springer). New York, 2015, Issue 5, pp.578-592.
- [9] Baymurov B., Tulanov Sh., Sultanov K.S., Ismailova S. Strain characteristics of cotton yarns depending on the strain rate and methods of their manufacture / E3S Web of Conferences 304, 03027. ICECAE 2021.
- [10] Sultanov K.S., Ismailova S., Baymurov B., Tulanov Sh. Experimental determination of cotton yarn strength at different speeds of movement obtained by various technological methods / E3S Web of Conferences 304, 03027. ICECAE 2021.
- [11] Султанов К.С., Исмоилова С.И. Структурная прочность текстильных нитей. Ташкент. Фан, 2017, –256 с.
- [12] Султанов К.С., Исмоилова С.И., Бегманов Р.А., Хазратова Т.Я. Динамика скорости текстильной пряжи в технологических процессах ее прочности / Тезисы докладов конференции АИП. 11 марта 2024, 3045 (1): 040028.

Дата поступления
12.12.2024

Хазратова Т.Я. Йигирилган пахта ипларини узилишгача чўзилиш жараёнининг тажрибавий диаграммалари ва нозичик деформация хусусиятларини аниқлаш.

Аннотация. Ушбу мақола пахта ипининг мустаҳкамлигига ҳаракат тезлигининг таъсирини тажриба йўли билан аниқлашга бағишланган. Тўқимачилик материалларининг мустаҳкамлиги тўғридан-тўғри ишлатиладиган ипларнинг сифатига боғлиқ бўлиб, турли хил кучлар таъсирида уларнинг деформациялари ўзгаришини тушуниш жуда муҳимдир. Мақолада “Tenso Master” узиш машинасида ўтказилган тажрибалар натижалари келтирилган.

Калим сўзлар: мустаҳкамлик, пахта ипи, ҳаракат тезлиги, ипининг таранглиги, “Tenso Master” узиш машинаси, деформация, пневмомеханик йиғирини усули.

Hazratova T.Ya. Experimental diagrams of cotton yarn tension before breaking and determination of its nonlinear deformation characteristics.

Abstract. This article is devoted to the experimental determination of the effect of the movement velocity on the strength of cotton yarn. The strength of textile materials directly depends on the quality of the yarns used, which makes understanding their deformation under various loads critically important. The article discusses the experiments conducted on the tensile testing machine “Tenso Master”. The experimental results, presented in the form of graphs of the tensile load and relative deformation, show that the values of the strength parameters remain stable in the considered range of deformation rates. The highest values of the breaking load are observed at speeds of 500 mm/min, and the lowest – at speeds of 5000 mm/min. The values of critical deformation remain constant at both deformation rates.

Keywords: strength, cotton yarn, speed, yarn tension, tensile testing machine “Tenso Master”, deformation, pneumatic rotor spinning method.

УДК 621.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ШЛИФОВАНИЯ НА ТОЛЩИНУ МЕЖДУПИЛЬНОЙ ПРОКЛАДКИ ЛИНТЕРНОЙ МАШИНЫ

Мухаммадиев Д.М., Ибрагимов Ф.Х., Жумаев Н.К., Абзоиров О.Х.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: nizomiddin.jumae@yandex.ru

Аннотация. Точность расположения пильных дисков в междудюльничковых промежутках зависит от толщины междупильной прокладки. Междудюльничковые прокладки влияют на процесс линтерования семян, поэтому изучение разности толщины прокладок является актуальной задачей. Цель исследования – экспериментально установить минимальное значение разности толщины прокладок в зависимости от кинематических и конструктивных параметров шлифовального станка с использованием трехфакторного симметричного квази–D–оптимального плана. Проведенные экспериментальные исследования позволили установить минимальную разность толщины междупильной прокладки линтерной машины (0.00524 мм) при следующих факторах: скорость перемещения рабочего стола 4110 мм/мин, скорость поперечной подачи шпинделя 5 мм/ход и величина вертикального перемещения 0.3 мм с использованием уравнений регрессии процесса.

Ключевые слова: линтерная машина, пильный цилиндр, междупильная прокладка, сталь 3, шлифовальный станок, скорость перемещения рабочего стола, шпиндель, поперечная подача, вертикальные перемещения.

Введение. Для анализа технологического процесса шлифования междупильной прокладки в линтерной машине (рис. 1) [1, 2] необходимо учитывать кинематические и конструктивные параметры шлифовального станка, которые можно определить с помощью экспериментальных и теоретических данных о процессе шлифования. Эти показатели с оптимальными технико-технологическими характеристиками служат исходными данными, подтверждающими эффективность производства и изготовления междупильной прокладки в реальных условиях. Эти параметры можно контролировать постоянно или периодически, отслеживая определенные факторы процесса шлифования. Остальные показатели, такие как толщина прокладки и шероховатость, могут быть измерены после завершения процесса шлифования [3-6].

Целью экспериментального исследования толщины междупильной прокладки линтерной машины (рис. 1) является установление оптимальных значений таких параметров, как скорость перемещения рабочего стола, поперечная подача шпинделя и величина вертикального перемещения.

Методы. Для достижения этой цели разработана программа экспериментального исследования толщины междупильной прокладки линтерной машины, представленной на рис. 2.

Методика экспериментального исследования толщины междупильной прокладки линтерной машины предусматривает проведение экспериментов для определения параметров работы шлифовального станка.

На рис.2 указаны приборы и оборудование для измерения параметров междупильной прокладки линтерной машины и шлифовального станка.

В экспериментах по изучению толщины, междупильные прокладки линтерной машины взвешивались на электронных весах “XY6002C” [7].

Для измерения скорости перемещения рабочего стола и шпинделя использовали лазерный бесконтактный тахометр Victor DM6234P [8].

Для измерения изменений толщины прокладки использовали МК-25 (0-25мм) [9] и индикатор часового типа ИЧ 0-10 0.01 [10], обладающий ценой деления 0.01 мм, который предназначен для измерения относительных и абсолютных линейных размеров, а также для контроля отклонений от заданной геометрической формы деталей и взаимного расположения поверхностей.

Методика экспериментальных исследований толщины междупильной прокладки линтерной машин: для проведения экспериментальных исследований был использован плоскошлифовальный станок М7130 (рис. 3) [11].

Разницу в толщине междупильной прокладки определяли следующим образом: после процесса шлифования взвешивали прокладки на лабораторных весах, находили их массу и измеряли толщину междупильной прокладки линтерной машины (рис. 4). Как известно из [12], количество повторных измерений зависит от погрешности приборов и уровня надежности результатов. Поэтому при уровне надежности эксперимента $H=0.95$ и погрешности $\Delta=3\%$, число повторностей составило 3. При планировании эксперимента был использован симметричный квази-D-оптимальный план ($n=3$) с тремя изменяемыми факторами на трёх уровнях (табл.1) [12]. Кодированные обозначения натуральных значений факторов представлены в табл.1. В качестве критериев оптимизации использовали разницу толщины междупильной прокладки линтерной машины.



Рис. 1. Новая конструкция междупильной прокладки линтерной машины: 1 – наружный пояс; 2 – диск; 3 – внутренний пояс; 4 – прямоугольные шлицы; 5 – прямоугольные выступы

Таблица 1

Уро-вень факто- ров	Скорость перемещения рабо- чего стола X_1 , мм/мин		Поперечная подача шпин- деля X_2 , мм/ход		Величина вертикального пе- ремещения X_3 , мм	
	Код	Значение	Код	Значение	Код	Значение
1	- 1	3720	-1	5	- 1	0.3
2	0	4020	0	7	0	0.35
3	+1	4320	+1	9	+1	0.4

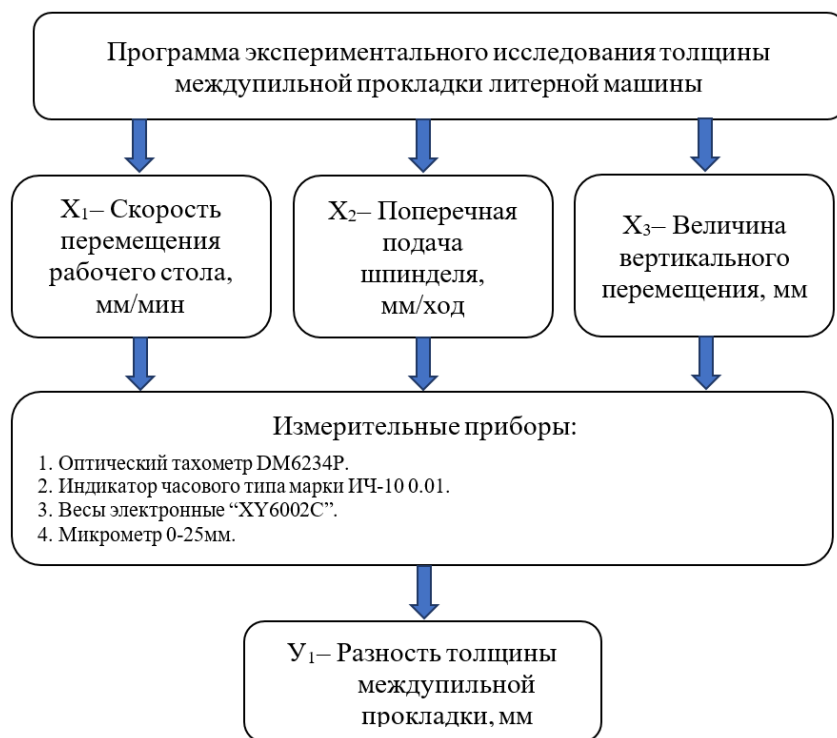


Рис. 2. Программа экспериментальных исследований



Рис. 3. Универсальный плоскошлифовальный станок M7130

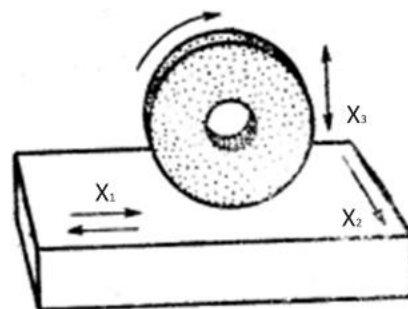


Рис. 4. Схема входных факторов эксперимента

Результаты. Таблица 2 содержит рабочую матрицу экспериментального исследования входных параметров разницы толщины междушпильной прокладки линтерной машины и представляет результаты экспериментальных исследований этой разницы толщины (y_1) в зависимости от входных параметров (x_1 , x_2 и x_3). Для обработки результатов использована программа «MS Excel» [13].

Для построения и исследования уравнения регрессии был использован симметричный квази-D-оптимальный план (табл.2). Само уравнение регрессии имеет следующий вид:

$$y_1 = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_{1j} \cdot x_1 \cdot x_j + b_{ij} \cdot x_i^2. \quad (1)$$

С учетом взаимосвязи между переменными y_1 и x_1 , x_2 , x_3 , а также существования полиномиальной зависимости, необходимо найти аналитическое выражение этой зависимости. Другими словами, следует построить уравнения регрессии, которые описывают эту зависимость.

Таблица 2

№	X_0	X_1	X_2	X_3	$X_1 X_2$	$X_1 X_3$	$X_2 X_3$	X_1^2	X_2^2	X_3^2	Результаты параллельных опытов по разности толщины междупильной прокладки линтерной машины y_i , мм			
											1	2	3	Среднее
1	1	0	1	1	0	0	1	0	1	1	0.0660	0.0654	0.0687	0.0667
2	1	0	-1	1	0	0	-1	0	1	1	0.0266	0.0263	0.0272	0.0267
3	1	0	1	-1	0	0	-1	0	1	1	0.0433	0.0429	0.0437	0.0433
4	1	0	-1	-1	0	0	1	0	1	1	0.0073	0.0073	0.0073	0.0073
5	1	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0.0354	0.0350	0.0347	0.0350
6	1	-1	0	1	0	-1	0	1	0	1	0.0880	0.0871	0.0850	0.0867
7	1	1	0	-1	0	-1	0	1	0	1	0.0306	0.0303	0.0291	0.0300
8	1	-1	0	-1	0	1	0	1	0	1	0.0513	0.0508	0.0480	0.0500
9	1	1	1	0	1	0	0	1	1	0	0.0618	0.0612	0.0570	0.0600
10	1	-1	1	0	-1	0	0	1	1	0	0.0897	0.0889	0.0815	0.0867
11	1	1	-1	0	-1	0	0	1	1	0	0.0149	0.0147	0.0133	0.0143
12	1	-1	-1	0	1	0	0	1	1	0	0.0557	0.0552	0.0490	0.0533
13	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0279	0.0277	0.0242	0.0267

Для этого, используя данные пространственной выборки из табл. 2, необходимо определить вектор коэффициентов $b=(b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33})$ для уравнения регрессии (1). Вектор коэффициентов b_i уравнения регрессии, найденных с использованием метода наименьших квадратов, представляет собой решение следующей системы уравнений:

$$X^T X b = X^T Y, \quad (2)$$

где X – матрица размерности 13×10 , первый столбец которой составлен из 1 (x_0), а другие 9 столбцов – из значений $x_1, x_2, x_3, x_1 x_2, x_1 x_3, x_2 x_3, x_1^2, x_2^2, x_3^2$, т.е. матрица X имеет следующую структуру:

$$X = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & -1 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & -1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & -1 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & -1 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

а вектор Y , составленный из 13 значений y_i ,

$$Y = \begin{pmatrix} 0.0667 \\ 0.0267 \\ 0.0433 \\ 0.0073 \\ 0.0350 \\ 0.0867 \\ 0.0300 \\ 0.0500 \\ 0.0600 \\ 0.0867 \\ 0.0143 \\ 0.0533 \\ 0.0267 \end{pmatrix}.$$

Матрица $X^T X$ имеет обратную матрицу $(X^T X)^{-1}$, и тогда вектор коэффициентов $b=(b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33})$ уравнения регрессии равен

$$b = (X^T X)^{-1} (X^T Y). \quad (3)$$

Для определения значений коэффициентов $b=(b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33})$ уравнения регрессии, необходимо выполнить следующие шаги:

1. Транспонирование.
2. Умножение матриц (частный случай – умножение матрицы на вектор).
3. Вычисление обратной матрицы.

Для выполнения вышеуказанных вычислений матрицы нами были использованы матричные функции MS Excel [13]:

1. Транспонирование – функция ТРАНСП(диапазон ячеек).
2. Умножение матриц – функция МУМНОЖ(диапазон1; диапазон2).
3. Вычисление обратной матрицы – функция МОБР(диапазон ячеек).
4. Приведем результаты транспонирования матриц. Результат транспонирования матрицы X:

$$X^T = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 0 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & -1 & 0 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

Результат транспонирования матрицы Y:

$$Y^T = \begin{vmatrix} 0.066 & 0.026 & 0.043 & 0.007 & 0.035 & 0.086 & 0.03 & 0.05 & 0.06 & 0.086 & 0.014 & 0.053 & 0.026 \\ 7 & 7 & 3 & 3 & & 7 & & & & 7 & 3 & & 7 \end{vmatrix}$$

Результат умножения матрицы X и транспонированной матрицы X^T , т.е. $X^T X$:

$$X^T X = \begin{vmatrix} 13 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 8 & 8 & 8 \\ 0 & 8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 8 & 4 & 4 & 4 \\ 8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4 & 8 & 4 & 4 \\ 8 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4 & 4 & 8 & 8 \end{vmatrix}$$

Результат вычисления обратной матрицы $(X^T X)^{-1}$:

$$(X^T X)^{-1} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0.5 & -0.5 & -0.5 \\ 0 & 0.125 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.125 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.125 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.25 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.25 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.25 & 0 & 0 & 0 \\ -0.5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.4375 & 0.1875 & 0.1875 \\ -0.5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.1875 & 0.4375 & 0.1875 \\ -0.5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.1875 & 0.1875 & 0.4375 \end{vmatrix}$$

Результат умножения матрицы Y и транспонированной матрицы X^T , т.е. $X^T Y$:

$$X^T Y = \begin{pmatrix} 0.5867 \\ -0.1373 \\ 0.155 \\ 0.0843 \\ 0.0123 \\ -0.0317 \\ 0.004 \\ 0.416 \\ 0.3583 \\ 0.3457 \end{pmatrix}$$

После формирования матрицы $X^T X$ и вектора $X^T Y$, приступаем к определению коэффициентов $b = (b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33})^T$ уравнения регрессии по формуле (3) через умножение вектора $X^T Y$ на инверсию матрицы $(X^T X)^{-1}$. Результаты умножения следующие:

$$b = \begin{pmatrix} 0.0267 \\ -0.0172 \\ 0.0194 \\ 0.0105 \\ 0.0031 \\ -0.0079 \\ 0.0010 \\ 0.0207 \\ 0.0062 \\ 0.0031 \end{pmatrix}$$

Зная конкретные значения коэффициентов уравнения регрессии, можно построить уравнение регрессии, описывающее изменение разности толщины междупильной прокладки линтерной машины y_1 (мм) в зависимости от скорости перемещения рабочего стола x_1 (мм/мин), скорости поперечной подачи шпинделя x_2 (мм/ход) и величины вертикального перемещения x_3 (мм):

$$y_1 = 0.0267 - 0.0172 \cdot x_1 + 0.0194 \cdot x_2 + 0.0105 \cdot x_3 + 0.0031 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0.0079 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0.001 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0.0207 \cdot x_1^2 + 0.0062 \cdot x_2^2 + 0.0031 \cdot x_3^2 \quad (4)$$

Рассчитанные коэффициенты регрессии по уравнению (4) были сопоставлены с соответствующими значениями, полученными по формуле, приведенной в [12].

Анализ. Для проверки значимости коэффициентов регрессии следует провести дополнительные параллельные опыты для определения дисперсии воспроизводимости.

Поскольку матрица полного факторного эксперимента диагональна, коэффициенты регрессии не коррелируются между собой. Таким образом, значимость каждого коэффициента можно проверять по критерию Стьюдента. Исключение незначимого коэффициента из уравнения регрессии (4) не повлияет на остальные коэффициенты. Значения коэффициентов уравнения регрессии отражают вклад каждого фактора в значение y .

Расчетную величину критерия адекватности сравнивают с табличным значением при соответствующем уровне значимости. Если расчетное значение меньше табличного, уравнение регрессии считается адекватным для описания эксперимента.

Анализ уравнения регрессии включает проверку значимости коэффициентов уравнения регрессии (4) по критерию Стьюдента с использованием параллельных опытов (табл.3) [12].

Проверяем однородность ряда выборочных дисперсий, для чего рассчитываем выборочное значение G –критерия Кохрена, используя данные из табл. 3:

$$G = \frac{S_{j\max}^2}{\sum_{i=1}^N S_j^2} = \frac{0.00002}{0.000056} = 0.3664 < G_{1-g}(v_1, v_2) = G_{0.05}(2, 13) = 0.3924 \quad (5)$$

Таблица 3

Номер опыта	f_N	Эмпирическая дисперсия		$\bar{y}$	$\hat{y}$	$\bar{y} - \hat{y}$	$R = \left \frac{\bar{y} - \hat{y}}{\bar{y}} \right \cdot 100\%$
		S_j^2	S_j				
1	3	0.00000311	0.00176	0.0667	0.0669	-0.000250	0.375
2	3	0.00000023	0.00048	0.0267	0.0262	0.000500	1.875
3	3	0.00000019	0.00043	0.0433	0.0438	-0.000500	1.154
4	3	0.00000000	0.00004	0.0073	0.0071	0.000250	3.409
5	3	0.00000012	0.00035	0.0350	0.0359	-0.000875	2.500
6	3	0.00000244	0.00156	0.0867	0.0860	0.000625	0.721
7	3	0.00000063	0.00079	0.0300	0.0306	-0.000625	2.083
8	3	0.00000306	0.00175	0.0500	0.0491	0.000875	1.750
9	3	0.00000684	0.00262	0.0600	0.0589	0.001125	1.875
10	3	0.00002048	0.00453	0.0867	0.0870	-0.000375	0.433
11	3	0.00000076	0.00087	0.0143	0.0140	0.000375	2.616
12	3	0.00001371	0.00370	0.0533	0.0545	-0.001125	2.109
13	3	0.00000432	0.00208	0.0267	0.0267	0.000000	0.000
Сумма	39	0.00005590	0.02096	0.5867	0.5867	6.158E-16	20.901

Если уровень значимости $g=0.05$, число степеней свободы составляет $\nu_1=m-1=3-1=2$ и $\nu_2=N=13$, где N — количество опытов, а m — количество параллельных опытов. Табличное значение G -критерия равно $G_{0.05}(2, 13)=0.3924$ [12]. Поскольку выполняются равенства (5), можно считать, что гипотеза о воспроизводимости эксперимента не противоречит результатам наблюдений отклика и считается однородной. Тогда вычисляется выборочная дисперсия воспроизводимости

$$S_B^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N S_j^2 = \frac{0.000056}{13} = 0.0000043 \quad (6)$$

с числом степеней свободы $k_B = N(m-1)=13(3-1)=26$.

Для определения значимости коэффициентов регрессии необходимо вычислить среднее квадратичное отклонение. Это значение используется для расчета стандартных погрешностей коэффициентов и проверки их значимости S_{bi} :

$$S_{bi} = \sqrt{\frac{S_B^2}{nN}} = \sqrt{\frac{0.0000043}{3 \cdot 13}} = 0.000056 \quad (i = 0, 1, 2, 3). \quad (7)$$

При проверке значимости оценок коэффициентов регрессии требуется сравнить нулевую гипотезу. Проверка нулевой гипотезы проводится с помощью t -критерия: $t_i = \frac{|b_i|}{S_{b_i}}$

$$\begin{aligned} t_0 &= \frac{|b_0|}{S_{b_0}} = \frac{0.0267}{0.00057} = 46.37 > t_{0.025;26} = 2.478, & t_1 &= \frac{|b_1|}{S_{b_1}} = \frac{0.0172}{0.00073} = 23.426 > t_{0.025;26} = 2.478, \\ t_2 &= \frac{|b_2|}{S_{b_2}} = \frac{0.0194}{0.00073} = 26.428 > t_{0.025;26} = 2.478, & t_3 &= \frac{|b_3|}{S_{b_3}} = \frac{0.0105}{0.00073} = 14.379 > t_{0.025;26} = 2.478, \\ t_{12} &= \frac{|b_{12}|}{S_{b_{12}}} = \frac{0.0031}{0.00103} = 2.974 > t_{0.025;26} = 2.478, & t_{13} &= \frac{|b_{13}|}{S_{b_{13}}} = \frac{0.0079}{0.00103} = 7.636 > t_{0.025;26} = 2.478, \\ t_{23} &= \frac{|b_{23}|}{S_{b_{23}}} = \frac{0.001}{0.00103} = 0.965 < t_{0.025;26} = 2.478, & t_{11} &= \frac{|b_{11}|}{S_{b_{11}}} = \frac{0.0207}{0.00073} = 28.19 > t_{0.025;26} = 2.478, \\ t_{22} &= \frac{|b_{22}|}{S_{b_{22}}} = \frac{0.0062}{0.00073} = 8.525 > t_{0.025;26} = 2.478, & t_{33} &= \frac{|b_{33}|}{S_{b_{33}}} = \frac{0.0031}{0.00073} = 4.206 > t_{0.025;26} = 2.478. \end{aligned}$$

Критическое значение Стьюдента $t_{\alpha/2; k_e}$ равно $t_{0.025; 26} = 2.478$. Из 10 коэффициентов $1 - t_{23}$ незначим, остальные 9 – значимы. Поэтому $k_{ad} = N - (10 - 1) = 13 - 9 = 4$.

После оценки дисперсии и коэффициентов регрессии для разности толщины междупильной прокладки линтерной машины в зависимости от факторов x_1, x_2, x_3 изменение представлено следующим образом (рис. 5-6):

$$y_1 = 0.0267 - 0.0172 \cdot x_1 + 0.0194 \cdot x_2 + 0.0105 \cdot x_3 + 0.0031 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0.0079 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0.0207 \cdot x_1^2 + 0.0062 \cdot x_2^2 + 0.0031 \cdot x_3^2 \quad (8)$$

В результате проведенных экспериментальных исследований разности толщины междупильной прокладки линтерной машины y_1 (мм) были построены математические модели (8), зависящие от скорости перемещения рабочего стола x_1 , скорости поперечной подачи шпинделя x_2 (рис. 6) и величины вертикального перемещения x_3 (рис. 5).

Установлено, что минимальная разность толщины междупильной прокладки линтерной машины $y = 0.00524$ мм достигается при скорости перемещения рабочего стола $x_1 = 0.3$ (4110 мм/мин), скорости поперечной подачи шпинделя $x_2 = -1$ (5 мм/ход) и величине вертикального перемещения $x_3 = -1$ (0.3 мм).

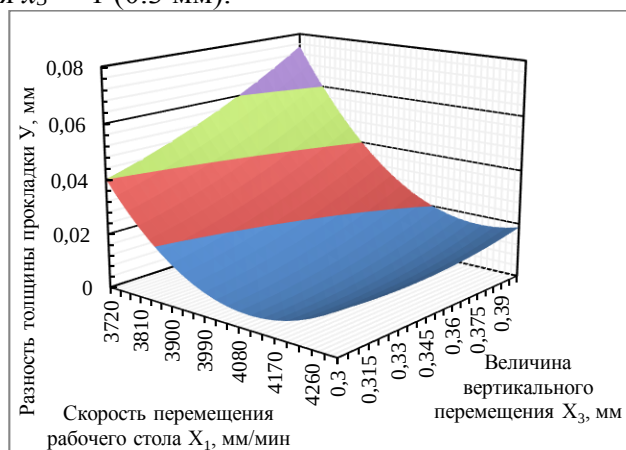


Рис. 5. Изменение разности толщины междупильной прокладки линтерной машины в зависимости от скорости перемещения рабочего стола x_1 и величины вертикального перемещения x_3 .



Рис. 6. Изменение разности толщины междупильной прокладки линтерной машины в зависимости от скорости поперечной подачи шпинделя x_2

Заключение. Установлено, что в технологическом процессе шлифования междупильной прокладки в линтерной машине необходимо учитывать кинематические и конструктивные параметры шлифовального станка, которые можно определить с помощью экспериментальных и теоретических данных о процессе шлифования.

В результате проведенных экспериментальных исследований разности толщины междупильной прокладки линтерной машины y_1 (мм) были построены математические модели (8), зависящие от скорости перемещения рабочего стола x_1 , скорости поперечной подачи шпинделя x_2 и величины вертикального перемещения x_3 .

Установлено, что минимальная разность толщины междупильной прокладки линтерной машины $y=0.00524$ мм достигается при скорости перемещения рабочего стола $x_1=0.3$ (4110 мм/мин), скорости поперечной подачи шпинделя $x_2=-1$ (5 мм/ход) и величине вертикального перемещения $x_3=-1$ (0.3 мм).

Исследования выполнены по бюджетному финансированию Института механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева АН РУз.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Мухаммадиев Д.М., Ибрагимов Ф.Х., Абзоров О.Х., Жамолова Л.Ю. Испытания междупильных прокладок линтерной машины на сжатие // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2023, №4. С. 146-151.
- [2] Сибикин М.Ю. Устройство, наладка и обслуживание станков. Москва-Берлин. Директ-Медиа, 2019, – 366 с.
- [3] Ткачев А.Г. Типовые технологические процессы изготовления деталей машин. Тамбов. ТГТУ, 2007, – 112 с.
- [4] Ермолаев В.К. Шлифование аэрокосмических деталей // РИТМ машиностроения. – 2017, №5. С. 26-32.
- [5] Ермолаев В.К. Быстроходное шлифование – новые технологии и оборудование // РИТМ машиностроения. 2020, №5. С. 8-14.
- [6] Новиков В.Ю. Технология машиностроения. Москва. Академия, 2012, Ч.2, – 432 с.
- [7] Весы электронные “XY6002C”. URL: <https://avikontex.uz/product/vesy-elektronnye-xy6002c/>
- [8] Лазерный бесконтактный тахометр «Victor DM6234P». URL: https://aliexpress.ru/item/32812059221.html?sku_id=64995879300.
- [9] Микрометр МК-25 0-25 0,01. URL: <https://chelinstrument.ru/katalog/mikrometry/mikrometry-mk-gladkie/mikrometr-mk-0-25-kl-tochn-1-chiz>
- [10] Индикатор часового типа «ИЧ 0-10 0.01». URL: https://www.tdkalibron.ru/i/indikator_chastipa_0_10_001_bush_klb_kl_0/.
- [11] Универсальный плоскошлифовальный станок DMTG M7130. URL: <https://rustan.ru/universalniy-ploskoshlifovalniy-standok-m7130.htm>.
- [12] Аугамбаев М., Иванов А.З., Терехов Ю.Т. Основы планирования научно-исследовательского эксперимента. Ташкент. Ўқитувчи, 1993. – 141 с.
- [13] Умножение матриц в EXCEL. URL: <https://excel2.ru/articles/umnozhenie-matric-v-ms-excel>.

Дата поступления
10.12. 2024

Мухаммадиев Д.М., Ибрагимов Ф.Х., Жумаев Н.К., Абзоров О.Х. Линтер машинаси учун арралараро қистирма қалинлигига жилвирлаш параметрларининг таъсирини тадқиқоти.

Аннотация. Арралараро қистирманинг қалинлиги арралаи дискларни колосниклараро бўшлиқларда жойлаштиришнинг аниқлигини белгилайди, бу чигитни линтерлаш жараёнига таъсир қилади, шунинг учун қистирма қалинлигидаги фарқни ўрганиш долзарб вазифа ҳисобланади. Шу учун тадқиқотнинг мақсади уч факторли симметрик квази-D-оптималь режадан фойдаланган ҳолда жилвирлаш машинасининг кинематик ва конструктив параметрларига қараб, қистирма қалинлигидаги фарқларнинг минимал қийматини экспериментал равишда тадқиқ этишдан иборат. Ўтказилган экспериментал тадқиқотлар линтер машинасининг арралараро оралиқ қалинлигидаги минимал 0.00524 мм фарқни регрессия тенгламасидан фойдаланган ҳолда қуйидаги омилар: ишчи столнинг ҳаракат тезлиги 4110 мм/мин, шпиндел кўндаланг узатиш тезлиги 5 мм/ўтиш ва вертикал ҳаракатнинг қиймати 0.3 мм билан аниқлашга имкон берди.

Қалим сўзлар: линтер машинаси, арралаи цилиндр, арралараро қистирма, пўлат 3, жилвирлаш машинаси, иш столининг ҳаракат тезлиги, шпинделнинг бўйлама тезлиги, вертикал ҳаракат.

Mukhammadiev D.M., Ibragimov F. Kh., Zhumaev N.K., Abzorov O.Kh. Study of the influence of grinding parameters on the thickness of the inter-saw gasket of the linter machine.

Abstract. The thickness of the inter-saw gasket is crucial for the precise placement of saw blades in the inter-grid gaps, which in turn affects the seed linting process. Analyzing the variation in thickness is an important task. This study experimentally determines the minimum acceptable difference in gasket thickness based on the kinematic and design parameters of the grinding machine, utilizing a three-factor symmetric quasi-D-optimal design. The experimental results reveal that the minimum difference in the thickness of the inter-saw gasket for the linter machine is 0.00524 mm, under the following parameters: a working table motion velocity of 4110 mm/min, a spindle cross feed velocity of 5 mm/stroke, and a vertical motion of 0.3 mm, all derived from regression equations.

Keywords: Linter machine, saw cylinder, inter-saw gasket, steel 3, grinding machine, working table motion velocity, spindle, spindle cross feed velocity, vertical motion.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ВАЛИЧНЫХ МАШИН

Рахмонов Х.Н.

*Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: xushnudbekrahmonov1994@gmail.com*

Аннотация. *Предлагается усовершенствованная конструкция передаточного механизма для рабочих органов технологических машин легкой промышленности. Изложены устройство и принцип работы разработанного зубчато-рычажного механизма валичной машины. В передаточном механизме используются зубчатые колеса, звездочки, цепь, рычаги и другие конструктивные элементы. Данный передаточный механизм полностью обеспечивает синхронность вращения рабочих органов технологических обрабатывающих машин. Следовательно, нагрузка, передаваемая на верхнюю и нижнюю поверхности обрабатываемого материала (сырья) распределяется одинаково по их площадям. Таким образом, достигается повышение качества обработки материала между вращающимися рабочими органами технологических машин. Определена степень подвижности (свободы) основных звеньев зубчато-рычажного передаточного механизма.*

Ключевые слова: *валковая пара, передаточный механизм, обрабатываемый материал, шарнир, зубчатое колесо, рычаг, цепь.*

Введение. Известным механизмом считается система твердых тел [1]. Создание автоматизированных типов машин и механизмов, энергоэффективных и ресурсосберегающих, с высокой производительностью, с регулируемыми и управляемыми параметрами, а также внедрение их в производство является важной задачей в современном мире.

Рассмотрим актуальные тенденции, инновации и методы в области проектирования и моделирования приводных систем, используемых в технике, в различных машинах и производствах.

Известны работы, посвященные разработке и исследованию перспективных валковых устройств, обеспечивающие высокое качество процессов обработки волокнистых материалов [2–7].

В статье [8] авторы исследовали параметры рычажного устройства и разработали модель, описывающую силовую нагрузку, оказываемую на элементы рычажного устройства горных транспортных средств.

Авторы работы [9] разработали новый метод синтеза планетарных механизмов с одной и с несколькими степенями свободы. Данный метод синтеза механизмов эффективен для проектирования механизмов автоматических трансмиссий.

В статье [10] разработана новая модель зубчатой системы, учитывающая зацепление шестерен, и их реакции на кручение. Исследована характеристика трения между зубчатыми колесами.

В работе [11] разработан новый тип привода, повышающего энергоэффективность технической системы за счет изменчивости крутящего момента и компенсации силы тяжести. Данный привод будет эффективен при использовании в конструкции робототехнических систем.

В статье [12] авторами решена задача допустимого положения рабочего органа серийных механизмов с малой подвижностью методом обратного кинематического моделирования.

В работе [13] рассмотрена и исследована балансировка зубчатого механизма карданного привода. Теоретически определено, что механизм можно сбалансировать с использованием пружин. На прототипе разработанного балансира с одной степенью свободы экспериментально испытаны роботы-манипуляторы.

В исследовании [14] рассмотрены контакты шестерен с учетом эффективности их передачи. Для этого разработан метод обработки поверхности шестерен. Результаты исследований показали улучшенные характеристики зубчатой передачи, достигнутые за счет обработки поверхности шестерен.

В статье [15] исследованы динамические показатели планетарных передач. Для этого авторами разработан матричный метод поиска конфигураций планетарных передач.

В результате применения данного метода можно обеспечить требуемые передаточные числа планетарного механизма.

Авторами статьи [16] для построения геометрической модели и определения скорости вращения элементов планетарного привода предлагается новый графический метод анализа зубчатой передачи. Данный графический метод упрощает этапы проектирования планетарных передач.

На основе анализа рассмотренных современных работ [8–16], определено что, при проектировании и расчете дифференциального передаточного механизма для валковой технологической машины необходимо учитывать передаточные числа, крутящий момент рабочих органов, баланс создаваемой мощности, потери в зацеплении зубчатых колес и эффективность передачи. Эти величины должны учитываться при проектировании, а также при расчете прочностных характеристик зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма без потери создаваемой и передаваемой мощности.

Механизмы классифицируются следующим образом. Прежде всего, они делятся на низшие и высшие парные механизмы. Наиболее распространенные кинематические парные механизмы могут быть представлены рычажными, шестеренными и винтовыми механизмами.

При структурном анализе механизмов их соединения и кинематические пары определяют по их конструктивной схеме.

Основная часть. При проектировании приводов валичных механизмов, если валки имеют достаточно большие диаметры, то в данном случае применение зубчато-рычажных передаточных механизмов с точки материалоемкости нецелесообразно. Следовательно, авторами предлагается механизм привода рабочих валков, работа которого осуществляется в комбинации зубчатой и цепной передачи [18]. Данная конструкция привода валкового механизма удобна и целесообразна при передаче вращательного движения, где диаметры рабочих валков имеют значительные размеры. Этот механизм привода обеспечивает синхронность вращения рабочих валов при обработке плоских материалов, а также материалов с неравномерной поверхностью, в том числе волокнистых и текстильных [19–22]. То есть, при постоянном изменении межосевого расстояния рабочих валков с большими диаметрами обеспечивается технологическое требование, как постоянство вращательного движения валков. Механизм привода имеет минимальные затраты труда на монтажные и демонстрационные работы и на техническое обслуживание.

Схематическое изображение комбинированного механизма передачи показано на рис. 1. Далее определяется степень свободы этого механизма.

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - 1P_1, \quad (1)$$

где W – степень свободы кинематической цепи; n – общее число звеньев в кинематической цепи; P_5 – число кинематических пар 5-го класса в кинематической цепи; P_4 – число кинематических пар 4-го класса в кинематической цепи; P_3 – число кинематических пар 3-го класса в кинематической цепи; P_2 – число кинематических пар 2-го класса в кинематической цепи; P_1 – число кинематических пар 1-го класса в кинематической цепи.

Формула Сомова-Малышева (1) известна и применяется для определения числа подвижности кинематической цепи с одним неподвижным звеном [1].

Если все звенья механизма движутся в одной плоскости или в плоскостях, параллельных друг другу, такие механизмы называются плоскими.

Структурную формулу таких механизмов разработал академик П.Л.Чебышев, который доказал следующее:

$$W = 3n - 2P_5 - 1P_4, \quad (2)$$

где W – степень свободы плоского механизма; n – число подвижных звеньев плоского механизма; P_5 – число кинематических пар 5-го класса; P_4 – число кинематических пар 4-го

класса.

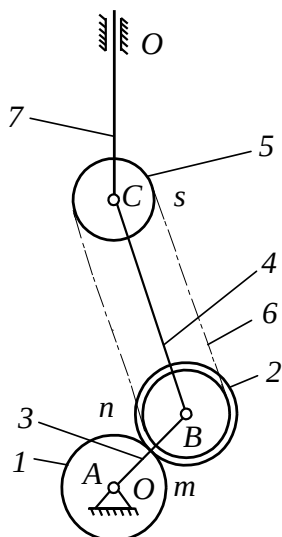


Рис. 1. Конструктивная схема семизвеного комбинированного механизма дифференциальной передачи

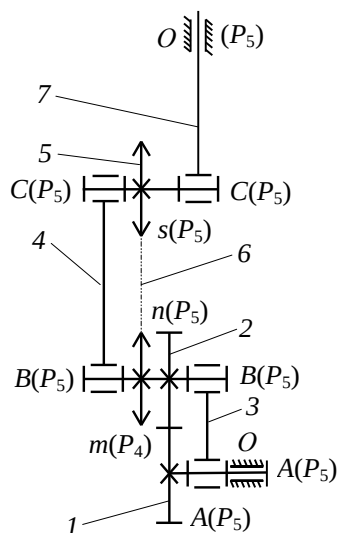


Рис. 2. Схема рычажного контура семизвеного комбинированного передаточного дифференциального механизма

Используя формулу (2), можно определить, является ли какая-либо механическая система механизмом или нет. Если степень свободы системы при расчете по формуле П.Л.Чебышева равна нулю, то такая система является неподвижной.

Для рассмотрения конструктивного анализа комбинированного механизма зубчато-рычажной дифференциальной передачи нами были построены модификации механизма.

Путем выбора одной из упомянутых модификаций определяется степень свободы, а также является ли механизм простым или дифференциальным.

Используя формулу П.Л. Чебышева, определим степень свободы передаточного механизма, представленного выше.

$$W = 3n - 2P_5 - 1P_4. \quad (3)$$

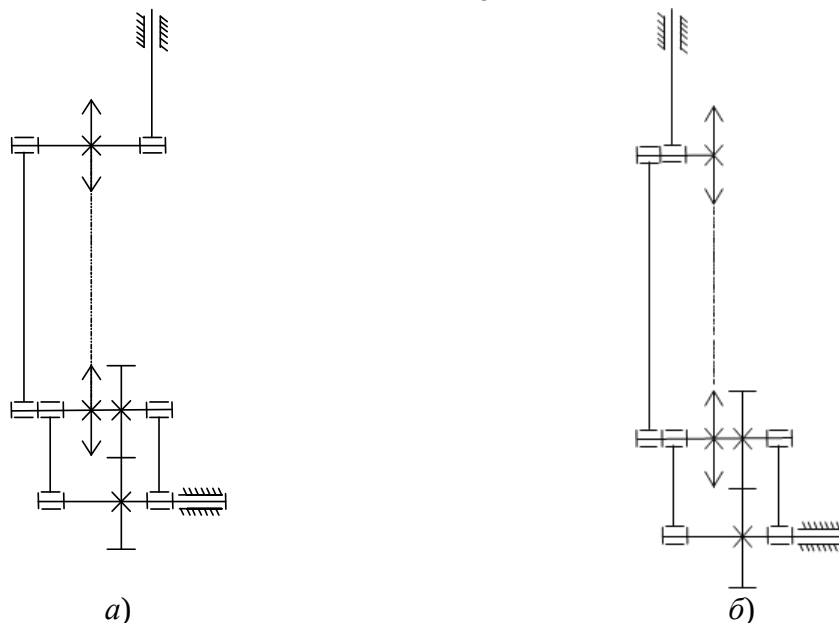
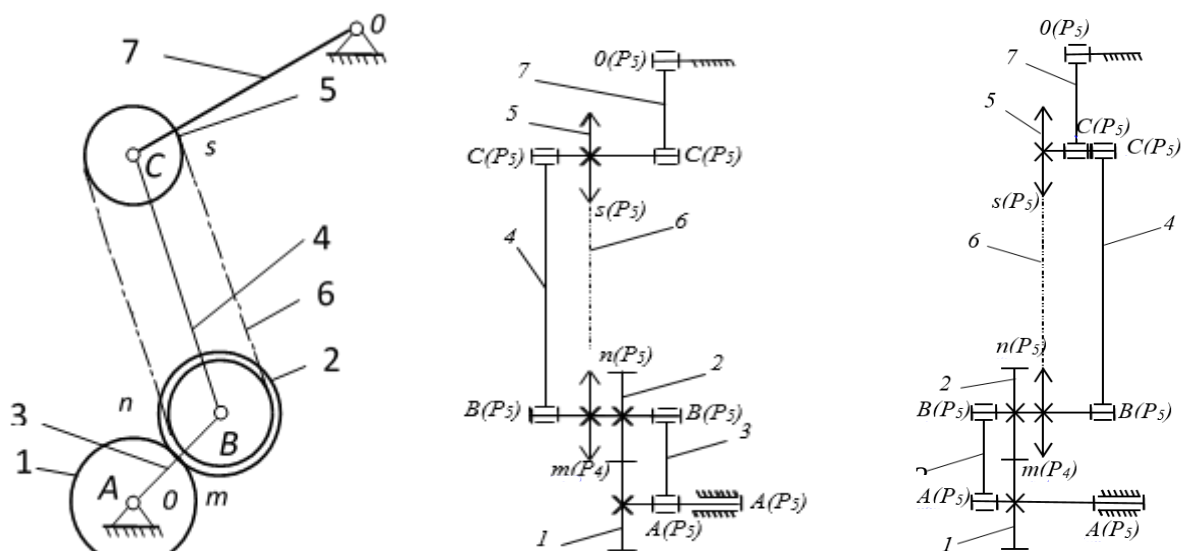


Рис. 3. Схемы некоторых модификаций зубчато-рычажного передаточного дифференциального механизма с правым (а) и левым (б) их расположением относительно рабочих органов технологической машины



O – опора, 1, 2 – зубчатые колеса, 6 – цепь, 5 – звездочка, 3, 4, 7 – рычаги

Рис. 4. Структурный анализ комбинированного передаточного механизма.

В результате находим

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 + q = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 9 - 1 = 2, \quad (4)$$

где W – степень свободы; n – число подвижных звеньев; P_4, P_5 – число кинематических пар IV и V классов.

Передаточный механизм работает следующим образом. Вращающий момент рабочему валку 9 передается от зубчатого колеса 1, находящегося в постоянном зацеплении с зубчатым колесом 2, на выходном конце оси которого установлена звездочка 5', от которой через цепь 6 движение передается к звездочке 5, которая установлена на выходном конце оси рабочего вала 8.

Рычаг 3 шарнирно связан с осями центров вращения ведущего зубчатого колеса 1 и ведомого зубчатого колеса 2. Рычаг 4 шарнирно связан с осями центров вращения промежуточной звездочки 5' и ведомой звездочки 5. Ползун 7 установлен на выходном конце оси рабочего вала 8 и обеспечивает ему возвратно-поступательное движение относительно стойки. Таким образом данный передаточный механизм прост по конструкции и в то же время обеспечивает надежную передачу вращательного движения рабочим валкам (рис. 1, 2, 4).

Из структурной схемы механизма можно определить следующее:

$$n = 7; \quad P_5 = 9; \quad P_4 = 1.$$

Следовательно,

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 9 - 1 = 2 \quad (5)$$

Согласно структурному анализу данного передаточного механизма степень движения (свободы) механизма равнялась двум. Итак, этот механизм представляет собой механизм дифференциальной передачи. Пассивными связями в механизмах называют такие связи, устранение которых не увеличивает подвижность механизма.

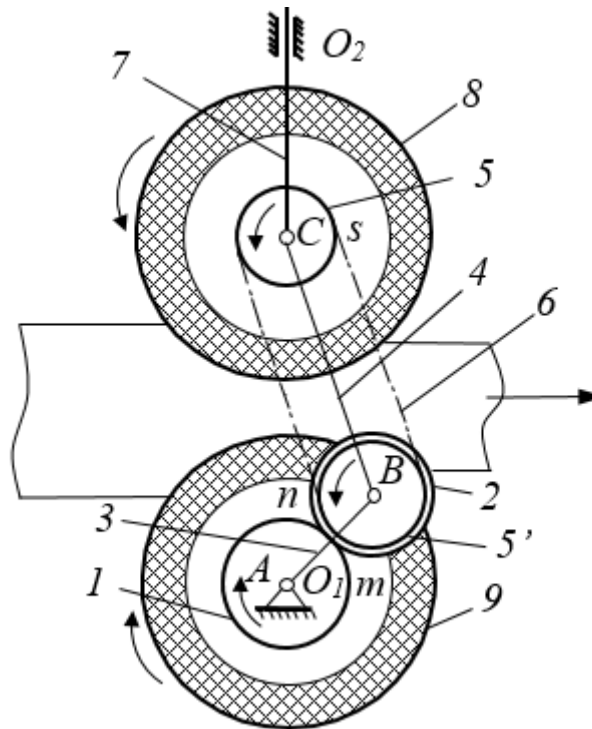


Рис. 5. Схема валковой пары с комбинированным передаточным дифференциальным механизмом

В настоящее время наиболее распространенными звеньями являются плоские механизмы, перемещающиеся в параллельных плоскостях. Число избыточных связей для этих механизмов определяется по формулам А.П.Малышева и О.Г.Озола. Однако, когда полностью устранить их невозможно, можно использовать плоскую схему, чтобы решить, какие избыточные связи следует оставить. Для этого можно спроецировать все звенья на одной плоскости или объединить все звенья с одной плоскостью. Такие методы являются искусственными, поскольку соединения и кинематические пары обычно располагаются в параллельных плоскостях.

Определим избыточные связи, используя формулы А.Р.Малышева, О.Г.Озола и О.О.Гальперина с учетом подвижности механизма.

Формула О.О.Гальперина имеет вид

$$q_n = w_n - n + 2k$$

$$q_n = w_n - s + 2k + 1,$$

$$q_n = w_n - 3n + 2p_n.$$

Формула А.Р.Малышева для плоских механизмов

$$q_n = w_n - 3s + 2p_n + 3, \quad q_n = w_n - 2p_y + n + 4,$$

$$q_n = w_n - 2p_y + s + 3, \quad q_n = w_n - 3n + 2f_n,$$

$$q_n = w_n - 3n + 2f_{\Pi} + 3, \quad q_n = w_n + 3k - p_n,$$

$$q_n = w_n - p_y + k + 2, \quad q_n = w_n + 3k + f_n.$$

Формула О.Г.Озола для плоских механизмов

$$q_n = w_n - \frac{3}{2}p_y + \frac{p_n}{2} + 3.$$

Структурный анализ второй модификации механизма.

По схеме, представленной на рис. 2, определяется степень свободы рассматриваемого передаточного механизма.

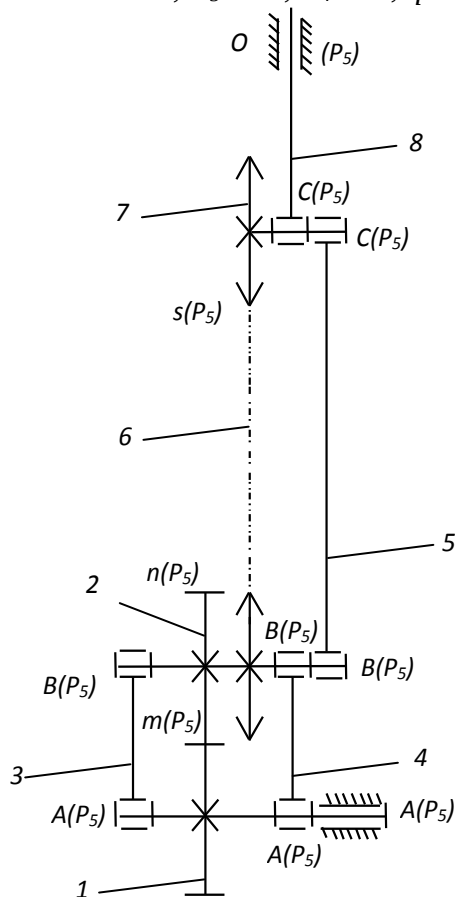
Для определения степени свободы плоских механизмов используется следующая

формула

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 + q. \quad (6)$$

По структурной схеме на рис. 2 определим следующее:

$$n = 8; P_5 = 11; P_4 = 1; q = 1.$$



O – опора, 1, 2 – зубчатые колеса, 6 – цепь, 7 – звездочка, 3, 4, 5, 8 – рычаги

Рис. 6. Структурный анализ комбинированного передаточного механизма.

В результате находим

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 + q = 3 \cdot 8 - 2 \cdot 11 - 1 + 1 = 2, \quad (7)$$

где W – степень свободы; n – число подвижных звеньев; P_4, P_5 – число кинематических пар IV и V классов; q – число избыточных связей.

Видно, что степень свободы модификации механизма, представленного на рис. 2, равна двум. Итак, механизм, по которому выполнен структурный анализ, является дифференциальным.

Кинематический анализ механизма осуществляется по изменению угловых и линейных скоростей и ускорений звеньев механизма в зависимости от изменения угловой скорости неподвижного звена и линейной скорости и ускорения рычага, приводящего подвижное звено.

Для численного решения кинематики комбинированного зубчатого рычажного дифференциального механизма предположим, что заранее известно следующее:

$$d_1 = 25; d_2 = 25; d_{y_3} = 20; d_{y_4} = 20; \omega_1 = 1 \text{ c}^{-1}; V_{O_3} = 10 \text{ m/s}; \varphi_n = 10^\circ \div 90^\circ$$

Ведущее зубчатое колесо движется с угловой скоростью $\omega_1 = 1$, а рычаг 7 $\bar{V}_{O_3}$ со скоростью

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{\omega_5 \cdot O_1 O_2}{O_2 P_2}. \quad (8)$$

$O_1 O_2$ расстояние между двумя зубчатыми колесами $O_2 P_2$, а O_2 расстояние от центра до P_2 мгновенного центра вращения второго звена.

$$\omega_4 = \frac{n O_1 \cdot \omega_1 \cdot (O_2 P_2 - r_y)}{r_y \cdot n P_2}. \quad (9)$$

$n O_1$ расстояние от центра до точки зацепления зубчатых колес n

$$\omega_6 = \frac{V_{O_3}}{O_3 P_6}. \quad (10)$$

$O_3 P_6$ расстояние O_3 от центра до P_6 мгновенного центра вращения звена 6.

$$\omega_5 = \frac{\omega_6 \cdot O_2 P_6}{O_1 O_2}. \quad (11)$$

Для расчета значений угловых скоростей, используем таблицу и построим график зависимости угловой скорости ω от угла положения φ_n (рис. 7).

Таблица 1

Расчетные значения угловых скоростей

U	1.14	0.94	0.77	0.637	0.51	0.41	0.33	0.25	0.19
ω_1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
ω_2	0.97	0.967	0.964	0.959	0.953	0.946	0.936	0.922	0.9
ω_3	0.97	0.967	0.964	0.959	0.953	0.946	0.936	0.922	0.9
ω_4	0.87	1.05	1.28	1.56	1.92	2.39	3.02	3.9	5.24
ω_5	0.36	0.4	0.45	0.5	0.57	0.66	0.79	0.96	1.22
ω_6	0.05	0.069	0.086	0.1	0.13	0.16	0.21	0.27	0.37
φ_n	10	20	30	40	50	60	70	80	90

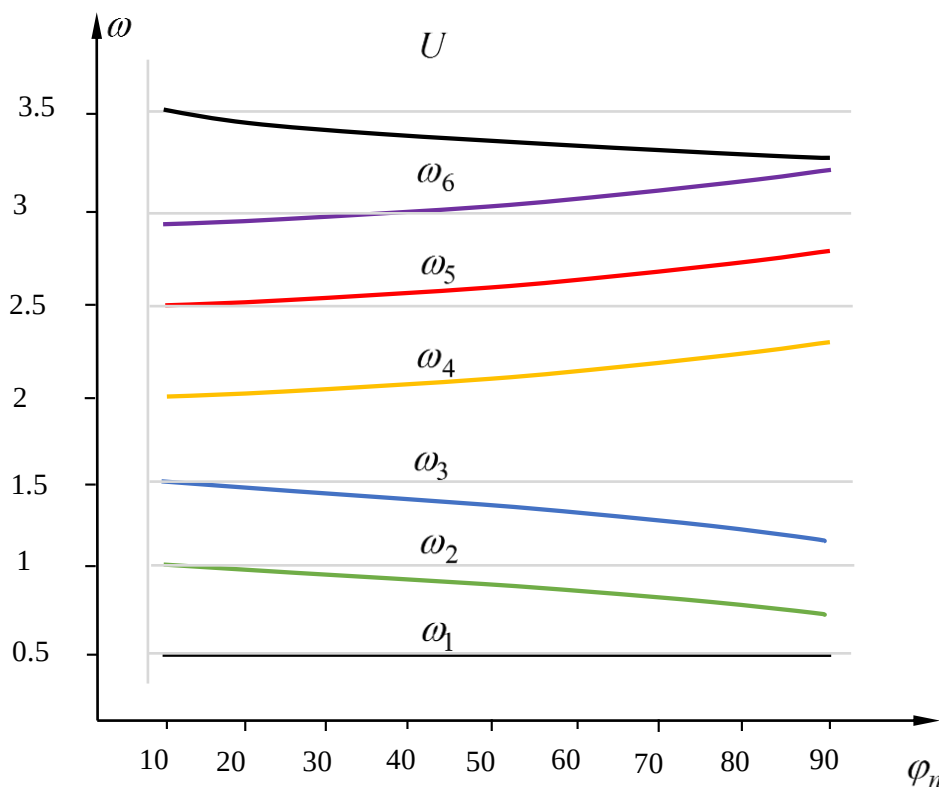


Рис. 7. График зависимости угловой скорости ω от угла положения φ_n .

В этой статье мы рассмотрели вопросы структуры и кинематики. В дальнейшей работе мы займемся синтезом.

Избыточные соединения в механизме вредны, так как увеличивают трудоемкость изготовления и эксплуатации механизмов и снижают их надежность. В предлагаемой нами конструкции комбинированного передаточного механизма нет избыточных соединений, и изготовление механизма простое.

Таким образом, семизвенный комбинированный зубчато-рычажный дифференциальный передаточный механизм служит для передачи движения от ведущего рабочего органа к ведомому рабочему органу в технологических машинах с большим межосевым расстоянием рабочих органов.

Преимущество передаточного механизма заключается в обеспечении равенства линейной скорости в точках контакта рабочих органов при значительном изменении расстояния межосевого расстояния рабочих органов технологической валичной машины.

При использовании предлагаемого механизма устраняется проскальзывание обрабатываемого материала между вращающимися рабочими органами валичной машины. Следовательно, повышается показатель качества обрабатываемого сырья.

Исследования выполнены по бюджетному финансированию Института механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева АН РУз.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Abdusalam Abdurkarimov, Asrorbek Abdullajonov, Sanjarbek Madaminov, Alimjon Rozakhinov, Gofurjon Achilov.* Graph-analytical study of a tooth-lever differential transmission mechanism. *AIP Conf. Proc.* 22 June 2022; 2467 (1): 030025. <https://doi.org/10.1063/5.0092609>
- [2] *Bahadirov G., Abdurkarimov A.* Synthesis of tooth-lever differential gear mechanism // *International Journal of Modern Manufacturing Technologies.* – 2012. – V. 4. – No. 1. – P. 9-14.
- [3] *Abdurkarimov A., Saidakulov I.* Dynamic analysis of a ten-link tooth-lever differential transmission // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science.* – IOP Publishing, 2021. – V. 939. – No. 1. – P. 012024.
- [4] *Abdurkarimov A.* Vertical spindle cotton harvester with symmetric movement of spindle drums // *J of Modern Manufacturing Technologies.* – 2021. – V. 13. – No. 3.
- [5] *Abdurkarimov A., Bahadirov G.* Graphic-analytical study of tooth-lever differential gear mechanisms // *Int. J of Modern Manufacturing Technologies.* – 2013. – V. 5. – No. 1. – P. 9-16.
- [6] *Abdurkarimov A., Madaminov S.* To the theory and practice of creating modern roller machines // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* – IOP Publishing, 2021. – V. 1182. – No. 1. – P. 012001.
- [7] *Abdurkarimov A. et al.* Synthesis of rolling pairs by arc-like displacements of the center of rotation of movable shaft // *International Journal of Modern Manufacturing Technologies.* – 2014.
- [8] *Abdusalam Abdurkarimov.* Kinematics of a combined gear-lever differential transmission mechanism. *AIP Conf. Proc.* 3 April 2025; 3265 (1): 070018. <https://doi.org/10.1063/5.0267696>
- [9] *Абдукаримов А.* Графоаналитическое исследование зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма с параллелограммным рычажным контуром // *Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова.* – 2016. – №1. – С. 28-40.
- [10] *Абдукаримов А., Бахадиров Г.А.* Анализ валковой пары с дугообразным перемещением центра вращения подвижного рабочего вала // *Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова.* – 2016. – №1. – С. 40-44.
- [11] *Фролов К.В. и др.* Теория механизмов и машин / Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
- [12] *Zhisen Li, Peng Xu, Hailin Huang, Yinghao Ning, Bing Li.* A novel variable stiffness actuator based on a rocker-linked epicyclic gear train // *Mechanism and Machine Theory.* Volume 177, 105035, 2024.
- [13] *Jehyeok Kim, Junyoung Moon, Jaewook Ryu, Sumin Kim, Jihwan Yoon, Giuk Lee.* A novel energy-efficient actuator integrated with compact variable gravity compensation module // *Mechanism and Machine Theory.* Volume 177, 105031, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.105031>
- [14] *Bo Hu, Tian Gao, Jinjun Zhao, Zhiyong Liu.* One key issue in inverse kinematic modeling of lower mobility serial mechanisms // *Mechanism and Machine Theory.* Volume 177, 105066, 2022.
- [15] *Chin-Hsing Kuo, Yi-Xin Wu.* Perfect static balancing using Cardan-gear spring mechanisms // *Mechanism and Machine Theory.* Volume 181, 105229, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2023.105229>
- [16] *Rikard Hjelm, Linus Everlid, Ellen Bergseth, Florian Reinle, Boris Brodmann, Minghui Tu, Lucas Bard, Jens Wahlström.* A multi-perspective method for gear efficiency and contact analysis // *Results in Engineering.* Volume 20, 101582, 2023.
- [17] *Peng Dong, Shumiao Zuo, Tianyan Liu, Xiangyang Xu, Wei Guo, Yanfang Liu, Hongchao Wu, Shuhan Wang.* A matrix-based method for searching configurations of planetary gear trains // *Mechanism and Machine Theory.* Volume 180, 105161, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.105161>
- [18] *Adam Marciniak, Mariusz Sobolak, Piotr Polowniak.* Graphical method for the analysis of planetary gear trains // *Alexandria Engineering Journal.* Volume 61, Issue 5, 2022. Pages 4067-4079. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.09.036>
- [19] *Абдукаримов А.* Анализ и синтез передаточных механизмов валковых машин с переменным межосевым расстоянием рабочих валов: Дис. ... канд. техн. наук. – Ташкент: ИМСС, 1995. – 158 с.

- [20] Bahadirov G.A., Abdulkarimov A., Musirov M.U., Shernaev A.N., Rakhimova Z.A. Gripping and pulling-in moisture-saturated flat material by roller pair // AIP Conf. Proc. 20 October 2022; 2637 (1): 030007. <https://doi.org/10.1063/5.0126521>
- [21] Bahadirov G.A., Sultanov T.Z., Abdulkarimov A. Comparative analysis of two gear-lever differential inter-roller transmission mechanisms // 1st International Conference on Energetics, Civil and Agricultural Engineering. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, 14. (2020) 012102. doi:<https://doi.org/10.1088/1755-1315/614/1/012102>
- [22] Рахмонов Х. Н., Исмаилов С. Т., Амиржонов А. А. Структурный анализ нового дифференциального передаточного механизма с симметричным перемещением центров вращения ведущих и ведомых зубчатых колес и его модификации // Universum: технические науки. – 2021. – №4-1 (85). – С. 56-59.

Дата поступления
21.12.2024

Рахмонов Х.Н. Валикли машиналарнинг узатиш механизмини тадқиқ қилиш.

Аннотация. Енгил саноатда технологик машиналарнинг ишчи қисмлари узатиш механизмининг такомиллаштирилган конструкцияси таклиф этилмоқда. Вали машинанинг янги ишлаб чиқилган тишли-ричагли механизмининг тузилиши ва ишлаш принципи тавсифланган. Узатиш механизмида тишли гилдирак, юлдузча, занжир, ричаг ва бошқалардан фойдаланилади. Ушбу узатиш механизми технологик ишлов бериш машиналарининг ишчи органларининг синхрон айланишини тўлиқ таъминлайди. Натижада, қайта ишланган материалнинг (хом ашё) юқори ва пастки юзларига узатиладиган юкланиш уларнинг майдонларига тенг тақсимланади. Шундай қилиб, технологик машиналарнинг айланадиган ишчи органлари ўртасида ишлов бериш сифатини оширишга эришилади. Бундан ташқари, тишли-ричагли узатиш механизми асосий бўғинларининг ҳаракатчанлик (эркинлик) даражаси аниқланди.

Калим сўзлар: вал жуфтлиги, узатиш механизми, қайта ишланган материал, шарнир, тишли гилдирак, ричаг, занжир.

Rakhmonov X.N Study of the transmission mechanism of roller machines.

Abstract: This paper proposes an improved design of the transmission mechanism for the working components of technological machines used in the light industry. It describes the structure and operating principle of the newly developed gear-lever mechanism for roller machines. The transmission mechanism incorporates gears, sprockets, chains, levers, and other components. This design ensures the synchronized rotation of the working elements of technological processing machines. As a result, the load transmitted to the upper and lower surfaces of the processed material (raw material) is distributed evenly across their areas. This improvement leads to enhanced quality of the material processed between the rotating working components of technological machines. Additionally, the degree of mobility (freedom) of the main links within the gear-lever transmission mechanism is assessed.

Keywords: roller pair, transmission mechanism, processed material, hinge, gear wheel, lever, chain.

УДК 621.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СЕМЯОТВОДЯЩЕЙ ТРУБЫ

Ахмедов Х.А., Абдисаломов М.С., Эргашев И.О., Примов Б.Х.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан,
E-mail: mirzo_abdisalomov@mail.ru

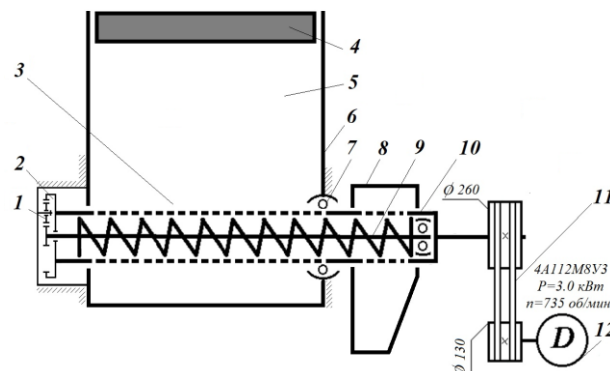
Аннотация. Установление изменения производительности семяотводящей трубы в зависимости от её кинематических и конструктивных параметров экспериментальным путем является актуальной технологической задачей. Целью исследования является экспериментальное определение максимального значения производительности семяотводящей трубы с использованием трехфакторного симметричного квази–D–оптимального плана. Для этого создана стендовая установка, которая позволила определить максимальное значение производительности семяотводящей трубы 344.2 кг/час при следующих факторах: частота вращения трубы 353.5 об/мин, плотность сырьцового валика в рабочей камере 286 кг/м³ и угол расположения отверстий на поверхности семяотводящей трубы 62° с использованием уравнений регрессии процесса.

Ключевые слова: волокноотделитель, производительность, перфорированная труба, экспериментальная установка, индек, уравнения регрессии.

Введение. При исследовании технологических процессов семяотвода из рабочей камеры пильного волокноотделителя [1] необходимо определить изменение производительности семяотводящей трубы в зависимости от её кинематических и конструктивных параметров. Эти параметры необходимы для подтверждения эффективности использования семяотводящей трубы в пильных волокноотделителях [2]. Поэтому задачей экспериментального исследования приводной семяотводящей трубы является определение рациональных параметров, таких как частота вращения семяотводящей трубы, угол наклона отверстий трубы и плотность сырьцового валика [3, 4].

Материалы, методы и объект исследования.

Для проведения экспериментального исследования разработана схема экспериментальной установки рабочей камеры с семяотводящей трубой, приведенная на рис. 1.



1 – сателлиты редуктора; 2 – планетарный редуктор; 3 – рабочая камера; 4 – груз; 5 – шахта; 6 – боковина; 7 – подшипник; 8 – кожух; 9 – шнек; 10 – перфорированная труба; 11 – ременная передача; 12 – электродвигатель
Рис.1. Схема экспериментальной установки рабочей камеры с приводной семяотводящей трубой

Электродвигатель 12, посредством ременной передачи 11 приводит во вращение семяотводящую трубу 10, внутри которой установлен вращающийся шнек 9. В правой стороне семяотводящей трубы 10 установлен кожух 8 для вывода семян. Семяотводящая труба 10 установлена на подшипнике 7 с правой стороны боковины 6.

Порцию семян загружали в шахту 5, сверху которой установлен груз 4 для создания необходимой плотности сырцового валика в рабочей камере 3. Созданное давление в рабочей камере 3 выдавливает семена внутрь отверстия трубы 10, а изнутри трубы 10 семена выводятся посредством вращающегося шнека 9. Шнек 9, выводя семена из трубы 10, передает их на кожух 8 установки.

С левой стороны семяотводящей трубы 10 установлен планетарный редуктор 2 с передаточным числом $u=4$, который передает обратное быстроходное вращение шнека, увеличивая его в 4 раза по сравнению с вращением в трубе 10. При этом опорой для семяотводящей трубы 10 с левой стороны является сателлит 1.

Процесс определения производительности семяотводящей трубы проводили следующим образом: после работы установки в течение промежутка времени набирали семена, выведенные из трубы, затем взвешивали их на лабораторных весах, после чего определенную массу семян делили на промежуток времени в секундах, далее, умножая их на 3600, определяли часовую производительность семяотводящей трубы.

Постановка задачи и результаты.

В период проведения экспериментов варьировались следующие параметры: плотность сырцового валика X_1 , частота вращения семяотводящей трубы X_2 и угол наклона отверстий трубы X_3 (рис. 2).

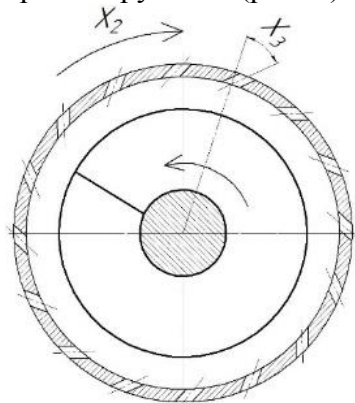


Рис.2. Схема семяотводящей трубы с отверстиями

Подачу семян производили путем загрузки семян в шахту 5 с грузом 4 сверху, а получение необходимого значения плотности сырцового валика (в рабочей камере 3) вокруг семяотводящей трубы достигали путем изменения массы груза 4 (рис.1).

Для уровня надежности опытов 0.95 с погрешностью 3% число повторностей было равно 3.

При планировании эксперимента по определению производительности семяотводящей трубы использовали симметричный квази-D-оптимальный план ($n=3$) с тремя факторами [5], изменяемыми на 3-х уровнях (табл.1).

Таблица 1

Рабочая матрица эксперимента: входные параметры и результаты проведенных экспериментальных исследований

№ опыта	Плотность сыпцового валика в рабочей камере x_1		Частота вращения семяотводящей трубы x_2		Угол расположения отверстий на поверхности семяотводящей трубы x_3		Результаты параллельных опытов по производительности трубы y , кг/час			
	код	значение, кг/м ³	код	значение, об/мин	код	значение, °	1	2	3	среднее
1	0	278.5	1	375	1	62	307.8	287.46	274.68	289.98
2	0	278.5	-1	325	1	62	263.88	292.32	282.96	279.72
3	0	278.5	1	375	-1	50	61.1	60.94	61.02	61.02
4	0	278.5	-1	325	-1	50	64.32	58.68	42.6	55.2
5	1	286	0	350	1	62	350.16	307.2	371.04	342.8
6	-1	271	0	350	1	62	267.84	295.2	285.66	282.9
7	1	286	0	350	-1	50	88.38	88.38	113.94	96.9
8	-1	271	0	350	-1	50	73.68	73.12	74.24	73.68
9	1	286	1	375	0	56	246.6	247.14	256.14	249.96
10	-1	271	1	375	0	56	183.24	217.62	206.64	202.5
11	1	286	-1	325	0	56	242.64	230.976	234.432	236.016
12	-1	271	-1	325	0	56	174.096	202.176	197.856	191.376
13	0	278.5	0	350	0	56	231.12	249.12	248.04	242.76

В табл. 1 приведена рабочая матрица экспериментального исследования входных параметров семяотводящей трубы и результаты экспериментальных исследований производительности семяотводящей трубы y от входных параметров x_1 , x_2 и x_3 . При обработке результатов использована программа «MS Excel» [6].

Для симметричного квази-D-оптимального плана ($n=3$) с тремя факторами уравнение регрессии имеет следующий вид:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2. \quad (1)$$

Для определения вектора коэффициентов $b=(b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33})$ уравнения регрессии, производим пространственную выборку (табл. 1).

Вектор коэффициентов b_i уравнения регрессии определяем, используя метод наименьших квадратов, являющийся решением системы уравнений:

$$X^T X \cdot b = (X^T Y), \quad (2)$$

где X – матрица размерности 13×10 , первый столбец которой составлен из 1 (x_0), а другие 9 столбцов – из значений $x_1, x_2, x_3, x_1x_2, x_1x_3, x_2x_3, x_1^2, x_2^2, x_3^2$, а вектор Y , составлен из 13 значений y_i , т.е. матрица $X^T X$ имеет обратную матрицу $(X^T X)^{-1}$, и тогда коэффициенты $b=(b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33})$ уравнения регрессии равны

$$b = (X^T X)^{-1} (X^T Y). \quad (3)$$

Для определения значений коэффициентов b_i уравнения регрессии выполнены следующие шаги с использованием матричных функций MS Excel [6]:

1. Транспонирование X и Y – функция ТРАНСП (диапазон ячеек).
2. Умножение матриц X и транспонированной матрицы X^T – функция МУМНОЖ (диапазон1; диапазон2).
3. Вычисление обратной матрицы $(X^T X)^{-1}$ – функция МОБР (диапазон ячеек).
4. Приведем результаты умножения матриц Y и транспонированной матрицы X^T , т.е. $X^T Y$.

После образования матрицы $X^T X$ и вектора $X^T Y$ переходим к определению коэффициентов $b=(b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33})^T$ уравнения регрессии по формуле (3), умножая матрицы $X^T Y$ на $(X^T X)^{-1}$. Результаты умножения определили следующее:

$b_0=242.76$; $b_1=21.9025$; $b_2=5.1435$; $b_3=113.575$; $b_{12}=0.705$; $b_{13}=9.17$; $b_{23}=1.11$; $b_{11}=2.3965$; $b_{22}=-25.1935$; $b_{33}=-46.0865$.

Знание определенных значений коэффициентов уравнения регрессии позволяет построить само уравнение регрессии по изменению производительности трубы y (кг/час) в зависимости от плотности x_1 сырьцового валика в рабочей камере, частоты вращения x_2 семяотводящей трубы и угла расположения отверстий x_3 на поверхности семяотводящей трубы:

$$y = 242.76 + 21.9 x_1 + 5.14 x_2 + 113.58 x_3 + 0.705 x_1 x_2 + 9.17 x_1 x_3 + 1.11 x_2 x_3 + 2.397 x_1^2 - 25.193 x_2^2 - 46.086 x_3^2 \quad (4)$$

Анализ результатов и обсуждение.

Анализ уравнения регрессии. Значимость коэффициентов уравнения регрессии (4) проверяется по критерию Стьюдента с использованием параллельных опытов (табл.1) [7].

Проверяем однородность ряда выборочных дисперсий, для чего рассчитываем выборочное значение G -критерия Кохрена, используя данные из табл. 2:

$$G = \frac{S_{j\max}^2}{\sum_{j=1}^N S_j^2} = \frac{1059.51}{2790.05} = 0.3797 < G_{1-g}(v_1, v_2) = G_{0.05}(2, 13) = 0.3924, \quad (5)$$

если уровень значимости $g=0.05$, то число степеней свободы составляет $v_1=m-1=3-1=2$ и $v_2=N=13$, где N — количество опытов, а m — количество параллельных опытов. Табличное значение G -критерия равно $G_{0.05}(2, 13)=0.3924$ [12]. Поскольку выполняются равенства (5), можно считать, что гипотеза о воспроизводимости эксперимента не противоречит результатам наблюдений отклика и считается однородным. Тогда вычисляется выборочная дисперсия воспроизводимости

$$S_B^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N S_j^2 = \frac{2790.05}{13} = 214.619 \quad (6)$$

с числом степеней свободы $k_B = N(m-1)=13(3-1)=26$.

Для определения значимости коэффициентов регрессии необходимо вычислить среднее квадратичное отклонение S_{bi} :

$$S_{bi} = \sqrt{\frac{S_b^2}{n \cdot N}} = \sqrt{\frac{214.619}{3 \cdot 13}} = 2.345, \quad i = 0, 1, 2, 3. \quad (7)$$

Таблица 2

Результаты обработки данных эксперимента

Номер опыта	f_N	Эмпирическая дисперсия		y	$\hat{y}$	$y - \hat{y}$	$R = \left \frac{y - \hat{y}}{y} \right \cdot 100\%$
		S_i^2	S_j				
1	3	279.00	16.70	289.98	291.31	-1.328	0.46
2	3	210.08	14.49	279.72	278.80	0.919	0.33
3	3	0.01	0.08	61.02	61.94	-0.918	1.50
4	3	127.02	11.27	55.20	53.87	1.329	2.41
5	3	1059.51	32.55	342.80	343.72	-0.918	0.27
6	3	192.86	13.89	282.90	281.57	1.328	0.47
7	3	217.77	14.76	96.90	98.23	-1.327	1.37
8	3	0.31	0.56	73.68	72.76	0.918	1.25
9	3	28.72	5.36	249.96	247.71	2.246	0.90
10	3	308.35	17.56	202.50	202.50	0.001	$4.94 \cdot 10^{-4}$
11	3	35.89	5.99	236.02	236.02	-0.001	$4.24 \cdot 10^{-4}$
12	3	228.61	15.12	191.38	193.62	-2.246	1.174
13	3	101.91	10.09	242.76	242.76	-7.96E-13	$3.28 \cdot 10^{-13}$
Сумма	39	2790.05	158.43	2604.81	2604.81	7.46E-13	10.123

При проверке значимости оценок коэффициентов регрессии требуется сравнить нулевую гипотезу. Проверка нулевой гипотезы проводится с помощью t-критерия: $t_i = \frac{|b_i|}{S_{b_i}}$

$$\begin{aligned} t_0 &= \frac{|b_0|}{S_{b_0}} = \frac{242.76}{4.063} = 59.747 > t_{0.025;26} = 2.478, & t_1 &= \frac{|b_1|}{S_{b_1}} = \frac{21.90}{5.179} = 4.229 > t_{0.025;26} = 2.478, \\ t_2 &= \frac{|b_2|}{S_{b_2}} = \frac{5.143}{5.179} = 0.993 < t_{0.025;26} = 2.478, & t_3 &= \frac{|b_3|}{S_{b_3}} = \frac{113.575}{5.179} = 21.928 > t_{0.025;26} = 2.478, \\ t_{12} &= \frac{|b_{12}|}{S_{b_{12}}} = \frac{0.705}{7.325} = 0.096 < t_{0.025;26} = 2.478, & t_{13} &= \frac{|b_{13}|}{S_{b_{13}}} = \frac{9.17}{7.325} = 1.251 > t_{0.025;26} = 2.478, \\ t_{23} &= \frac{|b_{23}|}{S_{b_{23}}} = \frac{1.11}{7.325} = 0.151 < t_{0.025;26} = 2.478, & t_{11} &= \frac{|b_{11}|}{S_{b_{11}}} = \frac{2.396}{5.179} = 0.463 < t_{0.025;26} = 2.478, \\ t_{22} &= \frac{|b_{22}|}{S_{b_{22}}} = \frac{25.193}{5.179} = 4.864 > t_{0.025;26} = 2.478, & t_{33} &= \frac{|b_{33}|}{S_{b_{33}}} = \frac{46.086}{5.179} = 8.898 > t_{0.025;26} = 2.478. \end{aligned}$$

Критическое значение Стьюдента $t_{\alpha/2; k_B}$ будет $t_{0.025;26}=2.478$. Из 10 коэффициентов 5 – $t_2, t_{12}, t_{13}, t_{23}, t_{11}$ незначимы, остальные 5 – значимы. Поэтому $k_{ад} = N - (10 - 5) = 13 - 5 = 8$.

После учета дисперсии и оценок коэффициентов регрессии, производительность семяотводящей трубы в зависимости от факторов x_1, x_2, x_3 имеет следующий вид:

$$y = 242,76 + 21,9 x_1 + 113,58 x_3 - 25,193 x_2^2 - 46,086 x_3^2. \quad (8)$$

В результате проведенных экспериментальных исследований по изучению производительности y построена математическая модель (8) в зависимости от плотности сырцового валика в рабочей камере x_1 , частоты вращения семяотводящей трубы x_2 и угла расположения отверстий на поверхности семяотводящей трубы x_3 (рис.3 и 4).

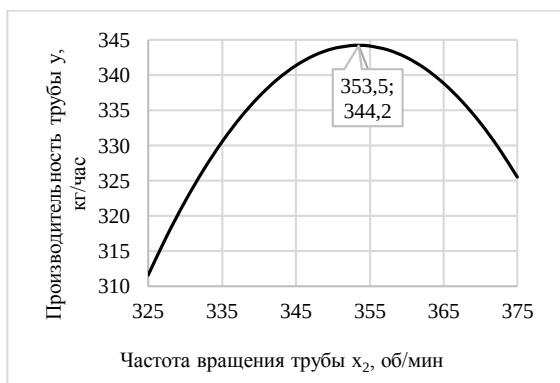


Рис.3. Изменение производительности семяотводящей трубы в зависимости от частоты вращения трубы x_2 (при $x_1=286$ кг/м³ и $x_3=62^\circ$)

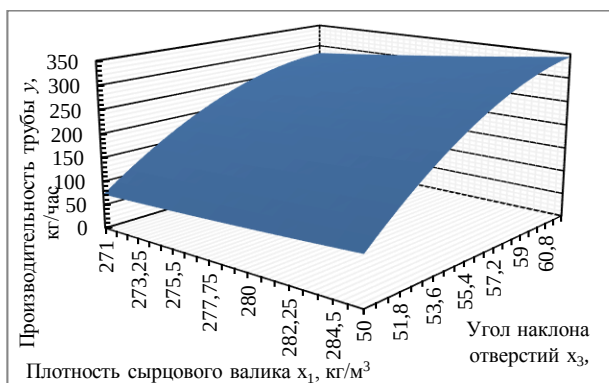


Рис.4. Изменение производительности семяотводящей трубы в зависимости от плотности сырцового валика x_1 и угла наклона отверстий x_3

Заключение.

Установлено, что изменение производительности семяотводящей трубы в зависимости от её кинематических и конструктивных параметров экспериментальным путем является актуальной технологической задачей; для этого использован трехфакторный симметричный квази-D-оптимальный план.

Созданная стендовая установка позволила экспериментально определить максимальное значение производительности семяотводящей трубы 344.2 кг/час при следующих факторах: частота вращения трубы 353.5 об/мин, плотность сырцового валика в рабочей

камере 286 кг/м³ и угол расположения отверстий на поверхности семяотводящей трубы 62° с использованием уравнений регрессии процесса.

Исследования выполнены по бюджетному финансированию Института механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева АН РУз.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] URL: <https://www.cotton-machine.com/cotton-gin-machine-history/>
- [2] 161 Saw gin with seed roll conveyor tube. URL: <https://bajajngp.com/products-services/bajaj-continental-machinery/ginning-machinery/161-saw-gin/>
- [3] Mukhammadiev D., Ergashev I. Investigation of seed mechanical extraction through the seed-removing device from saw gin / E3S Web of Conferences 390, 06011 (2023). URL: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202339006011>
- [4] Ergashev I., Primov B., Abdusalomov M. Study of the 125 mm diameter seed-removing tube performance / E3S Web of Conferences 390, 06017 (2023). URL: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202339006017>
- [5] Coffey T., Gennings C. D-optimal designs for mixed discrete and continuous outcomes analyzed using nonlinear models // Journal of Agricultural, Biological, and Environmental Statistics. 2007, Vol. 12, No. 1, pp. 78-95.
- [6] Matrix multiplication in MS Excel. URL: <https://excel2.ru/articles/umnozhenie-matric-v-ms-excel>.
- [7] Coefficient of determination. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Coefficient_of_determination

Дата поступления
15.01.2025

Ахмедов Х.А., Абдусаломов М.С., Эргашев И.О., Примов Б.Х. Чигит чиқариши қувури иш унумдорлигини тадқиқи.

Аннотация. Чигит чиқарувчи қувур иш унумдорлигининг ўзгаришини унинг кинематик ва конструктив параметрларига қараб экспериментал тарзда аниқлаш долзарб технологик вазифа ҳисобланади. Тадқиқотнинг мақсади уч факторли симметрик квази-D-оптимал режа ёрдамида чигит чиқарувчи қувур иш унумдорлигининг максимал қийматини экспериментал равишда аниқлашдир. Шу мақсадда синов дастгоҳи яратилди, бу чигит чиқарувчи қувур иш унумдорлигининг 344.2 кг/соат максимал қийматини жараённинг регрессия тенгламасидан фойдаланган ҳолда қуйидаги омилар таъсирида: қувурнинг айланиш частотаси 353.5 айл/мин, иш камерасидаги хом ашё валигининг зичлиги 286 кг/м³ ва қувур юзасидаги тешикларнинг бурчаги 62° эканлигини аниқлашга имкон берди.

Калим сўзлар: Тола ажратувчи, маҳсулдорлик, тешилган труба, экспериментал қурилма, шнек, регрессия тенгламалари.

Akhmedov Kh.A., Abdusalomov M.S., Ergashev I.O., Primov B.Kh. Investigation of the seed-removing tube performance.

Abstract. Experimental determination of the change in the productivity of the seed-removing tube depending on its kinematic and design parameters is an urgent technological task. The study aims to experimentally determine the maximum value of the seed-removing tube productivity using a three-factor symmetric quasi-D-optimal design. For this purpose, a test set-up was created that made it possible to determine the maximum value of the seed-removing tube productivity of 344.2 kg/hour with the following factors: tube rotation frequency - 353.5 rpm, the density of the raw cotton roller in the working chamber - 286 kg/m³, and the angle of the holes on the surface of the seed-removing tube - 62° using the regression equations of the process.

Keywords: fiber separator, productivity, perforated tube, experimental setup, auger, regression equations.

УДК 631.358: 633.511

РАСЧЕТ ПОЛНОТЫ СЪЕМА ХЛОПКА СО ШПИНЕДЕЛЕЙ ВЕРТИКАЛЬНО-ШПИНДЕЛЬНОЙ ХЛОПКОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Джураева Н.Б.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т.Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: nargiza.1968@mail.ru

Аннотация. В данной статье рассмотрен технологический процесс работы уборочного аппарата вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины, оснащенной специальными щеточными планками – съемниками, обеспечивающими очистку зубьев шпинделя от волокон хлопка. Проведена методика расчета для определения полноты съема хлопка со шпинделей уборочного аппарата вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины. Результаты проведенных расчетов подтвердили, что полнота съема хлопка определяется качеством выполнения процесса съема, которое характеризуется границей зоны очищения поверхности шпинделя. Графический анализ, полученный на основе численных расчетов, подтвердил, что полнота съема хлопка со шпинделей уборочного аппарата зависит от угловой скорости шпинделя, радиуса съемника, а также от толщины намотки хлопка на шпиндель. Для проведения численных расчетов и построения графиков использована среда программирования Mathcad-15.

Ключевые слова: полнота съема, волокна хлопка, щеточный съемник, угловая скорость шпинделя, уборочный аппарат, толщина намотки, скорость хлопкоуборочной машины.

Введение. Достижение высоких результатов в области сельскохозяйственного производства в Республике Узбекистан является актуальной задачей. Задачей ученых-механи-

заторов является ускорение темпов механизации, внедрение новых достижений науки, техники и передового опыта при создании сельскохозяйственной техники. Решение данной задачи связано с улучшением динамических качеств машин, что во многом определяется их рациональной компоновкой и выбором оптимальных конструктивных параметров.

Исследования по определению взаимодействия рабочих органов уборочного аппарата с кустом хлопчатника позволили изучить динамические явления, возникающие в рабочей зоне и зоне съема, а также их влияние на повреждение хлопкового волокна.

Одними из узлов уборочного аппарата, существенно влияющих на производительность хлопкоуборочной машины, являются съемники, которые выполняют следующие функции: полный съем хлопка со шпинделей, очистку поверхности шпинделя от отдельных волокон и зелени хлопчатника, также они обеспечивают непрерывную подачу хлопко-сырца, снятого со шпинделей в приемную камеру для дальнейшего его транспортирования в бункер хлопкоуборочной машины.

Для надежной работы хлопкоуборочной машины конструкторами уборочных аппаратов были разработаны и испытаны съемники как вертикально, так и горизонтально-шпиндельных аппаратов, а также описаны способы съема хлопка со шпинделей уборочных аппаратов с планетарными приводами рабочих органов [1, 2, 3]. При этом основным объектом исследования были технологические процессы в уборочных аппаратах, где расположение хлопка, намотанного на шпиндель до подхода к съемному барабану, имеет определяющее значение [4]. Исследованиям технологического процесса съема хлопка со шпинделей уборочного аппарата на основе использования скоростной киносъемки посвящены работы М.В. Сабликова, В.М. Лазунова, В.М. Колтунова [1, 2, 5]. Исследование съема хлопка с помощью скоростной киносъемки позволило разработать теоретическую основу процесса и дать рекомендации по рациональному проектированию параметров уборочного аппарата. Эффективность работы съемников и их качественные показатели оцениваются механическими повреждениями волокна и семян в зоне съема уборочного аппарата. Существенное значение имеет относительная скорость выступов (буртиков) съемника. Если направление этой скорости будет совпадать с направлением зубьев шпинделей, то эффективность съема возрастает. На современных горизонтально-шпиндельных аппаратах данные рекомендации с учетом перепада окружной скорости шпинделя в зоне съема успешно реализованы [6].

Исследования, проведенные специалистами США и КНР, подтвердили, что резкое снижение окружной скорости непрерывно вращающегося шпинделя перед дисковым съемником способствует отрыву намотки хлопка с зубчатой поверхности шпинделя за счет сил инерции, и тем самым повышает эффективность процесса съема хлопка со шпинделя [7-9].

В настоящее время разработана математическая модель взаимодействия планчатого съемника на шпиндели, на основе которой предложена методика определения места расположения второго съемника, учитывающая переменность частоты вращения шпинделя в зоне съема обратного вращения, а также определены значения коэффициентов обработки съемником поверхности шпинделя по мере проникновения щеточных элементов в шпиндель с учетом их длины и взаимного расположения планок съемника относительно шпиндельного барабана [10].

Несмотря на то, что разработаны методы оценки технологического процесса механизированного сбора хлопка и определения качества работы хлопкоуборочных машин по показателям хлопка-сырца и хлопкового волокна, исследования по прогнозированию полноты и процесса сбора хлопка шпиндельными уборочными аппаратами, который состоит из последовательных операций, включающих захват и последующее наматывание хлопковых долек из раскрытой коробочки вертикальным шпиндельным барабаном, до конца не проводились. Непосредственное наблюдение за ходом этого весьма важного процесса, выполняемого шпинделями, затруднено тем обстоятельством, что он протекает за очень короткий промежуток времени (сотые доли секунды) в труднодоступных для визуальных

наблюдений частях машины. В то же время правильный выбор параметров уборочного аппарата невозможен без подробного изучения закономерностей процесса захвата и извлечения хлопка-сырца шпинделем [11, 12]. Поэтому неслучайно, что рабочие органы хлопкоуборочной машины с первых дней ее создания стали объектом многочисленных исследований, которые были направлены на обеспечение эффективного выполнения назначенных функций.

Как показали экспериментальные исследования, сьем хлопка со шпинделей, осуществляется не полностью. Около 40% [13] опавшего на землю хлопка-сырца состоит из отдельных летучек. Кроме этого на шпинделе остается небольшая часть намотанного хлопка. Также следует отметить, что в процессе уборки хлопка, шпиндели взаимодействуют не только с волокнами хлопка-сырца, но и с зелеными листьями, ветками и недозревшими коробочками. Вследствие этого снижается активность шпинделя и полнота сбора. Для устранения этих факторов сьем хлопка со шпинделей производится сбиванием и счесыванием. То есть после сбивания хлопка со шпинделя сьемник его счесывает, одновременно очищая поверхность шпинделя. Для изучения процесса съема хлопка со шпинделя сбиванием или счесыванием необходимо исследовать движение сьемника относительно шпинделя.

По результатам ранее проведенных экспериментальных исследований и методов расчета, направленных на повышение полноты сбора хлопка-сырца уборочными аппаратами хлопкоуборочной машины также установлено, что качество процесса съема хлопка характеризуется границей зоны очищения поверхности шпинделя [14].

Цель работы – расчетное исследование полноты съема хлопка со шпинделей уборочного аппарата вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины в зависимости от границы зоны очищения поверхности шпинделя.

Материалы, методы и объект исследования. Методы расчета полноты съема хлопка со шпинделей уборочного аппарата вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины проведены на основе моделирования физических процессов в элементах конструкции уборочного аппарата с использованием теоретических основ вычислительной математики, аналитической геометрии, теоретической механики и технологии программирования. Для проведения численных расчетов и построения графиков использована среда программирования Mathcad-15.

Результаты и обсуждение. Рассмотрим технологический процесс работы уборочного аппарата вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины с момента захвата хлопка шпиндельными барабанами до транспортировки в бункер хлопкоуборочной машины.

На вертикально-шпиндельном уборочном аппарате расположены две пары встречно-вращающихся барабанов – передняя и задняя пары. По образующим барабанов установлены шпиндели и их приводные ролики. За счет эпициклического привода в рабочей камере аппарата барабан и шпиндели совершают встречные вращательные движения с угловыми скоростями ω_b и $\omega_{ш}$. Хлопок из раскрытых коробочек надежно захватывается зубьями шпинделя и наматывается на его поверхность. Далее передние и задние барабаны выводят шпиндели с хлопком из рабочей камеры и подводят в зону съема аппарата. До встречи со сьемниками приводные ремни шпинделей, контактируя с приводом – гипоциклической ременной дугой, изменяют направление вращения, то есть реверсируют. За счет реверса осуществляется самосброс и отделение намоток хлопка с поверхности шпинделя. Щеточные сьемники, два из которых установлены на передней и один на задней паре барабанов, захватывая хлопок, перебрасывают его в узкий коридор между сьемниками и боковой дверью аппарата. Далее хлопок направляется в приемную камеру, откуда воздушным всасывающим потоком транспортируется в бункер хлопкоуборочной машины [15, 16].

Вероятность полноты съема хлопка со шпинделей определяется качеством выполнения процесса съема. Количество самосброса хлопка со шпинделей в зоне съема хлопкоуборочного аппарата зависит от угловой скорости шпиндельного барабана. Как показали исследования [7], для обеспечения максимума частоты вращения шпинделя и надежности его работы радиус ролика шпинделя принимается равным 11.5 мм – 12.5 мм. Данные результатов экспериментальных исследований [8, 9] показали, что эффективность съема возрастает с увеличением количества долек в мотке на шпинделе, а самосброс после съемника и проносы резко сокращаются.

Результаты проведенных расчетов подтвердили зависимость полноты съема хлопка от радиуса шпиндельного барабана. С увеличением диаметра шпиндельного барабана в начальный момент идет интенсивный процесс съема хлопка, далее – более умеренный. По расчетам для серийного аппарата вероятность полноты съема для первой пары барабанов равна $0.9 \div 0.98$, а для второй пары барабанов равна $0.8 \div 0.86$ [14]. Кроме того, результаты экспериментальных исследований подтвердили, что при угловой скорости шпинделя $\omega_{ш} = 100 \div 120$ рад/с самосброс хлопка составляет от 30% до 40% от всего хлопка, а при $\omega_{ш} = 200 \div 250$ рад/с самосброс составляет от 90% до 100%.

Как правило, с увеличением массы мотка хлопка на шпинделе разматывание долек ухудшается. Однако щетки съемника, встречаясь с большим количеством хлопка и эффективно воздействуя на него, довольно легко снимают хлопок со шпинделя, очищая его поверхность. Известно, что полнота съема хлопка со шпинделей определяется качеством выполнения процесса съема, которое характеризуется границей зоны очищения поверхности шпинделя [14].

По определению полнота съема Π_c описывается отношением очищенного объема намотки хлопка на шпинделе $V_{оч}$ к общему объему намотки на поверхности шпинделя $V_{об}$. Так как $V_{оч} = S_{оч} \cdot H$, $V_{об} = S_{об} \cdot H$, имеем:

$$\Pi_c = \frac{V_{оч}}{V_{об}} = \frac{S_{оч} \cdot H}{S_{об} \cdot H} = \frac{S_{оч}}{S_{об}}, \quad (1)$$

где $S_{оч}$ – очищенная площадь шпинделя, $S_{об}$ – общая площадь шпинделя с хлопковой обмоткой. На рис.1 представлена схема движения шпинделя относительно щеток съемника в уборочном аппарате вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины.

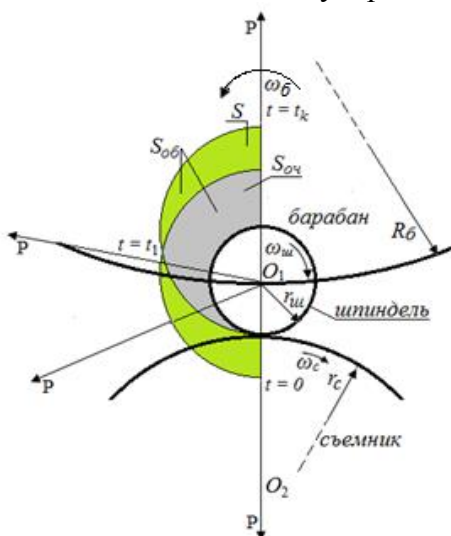


Рис. 1. Схема движения шпиндельного барабана относительно съемника.

Данную схему используем для определения очищенной площади $S_{оч}$ и общей площади $S_{об}$ шпинделя с хлопковой обмоткой. Расстояние между центрами шпинделя O_1 и съемника O_2 определяется по формуле [14]:

$$O_1O_2 = \sqrt{R_{\delta}^2 + (R_{\delta} + r_c + r_{uu} - \delta)^2 - 2 \cdot R_{\delta} \cdot (R_{\delta} + r_c + r_{uu} - \delta) \cdot \cos \omega_{uu} t}, \quad (2)$$

где R_{δ} – радиус барабана, r_c – радиус съемника, r_{uu} – радиус шпинделя, δ – толщина намотки хлопка на шпинделе. Если при повороте шпинделя на угол π расстояние между концами щеток и поверхностью шпинделя, равное $S_1 = O_1O_2 - r_c$, меньше расстояния, равного $S_2 = r_c + \delta$, тогда для определения необработанной площади вычислим площадь, которая ограничена кривыми щеток по формуле:

$$S = \int_0^{t_1} (O_1O_2 - r_c)^2 dt, \quad (3)$$

где t_1 – время, при котором осуществляется полнота съема хлопка со шпинделей.

Рассмотрим случай, когда $\delta = 0$. Подставляя (2) в формулу (3), получим:

$$S = \int_0^{t_1} \left[R_{\delta}^2 + (R_{\delta} + r_c + r_{uu})^2 - 2R_{\delta}(R_{\delta} + r_c + r_{uu}) \cos \omega_{uu} t - 2r_c \sqrt{R_{\delta}^2 + (R_{\delta} + r_c + r_{uu})^2 - 2R_{\delta}(R_{\delta} + r_c + r_{uu}) \cos \omega_{uu} t} + r_c^2 \right] dt. \quad (4)$$

Для выражений, входящих в формулу (4), введем следующие обозначения:

$$A = R_{\delta}^2 + (R_{\delta} + r_c + r_{uu})^2, \quad (5)$$

$$B = 2R_{\delta}(R_{\delta} + r_c + r_{uu}). \quad (6)$$

Подставляя данные радиуса барабана $R_{\delta} = 0.146$ м, радиуса съемника $r_c = 0.048$ м, радиуса шпинделя $r_{uu} = 0.015$ м в формулы (5) и (6), видим, что значения A и B практически совпадают. Тогда заменяя обозначение B через A , в результате несложных преобразований формулу (4) перепишем в виде:

$$S = \int_0^{t_1} \left[A(1 - \cos \omega_{uu} t) - 2r_c \sqrt{A(1 - \cos \omega_{uu} t) + r_c^2} \right] dt. \quad (7)$$

Интегрируя выражение (7), получим:

$$S = \frac{1}{\omega_{uu}} \left[A(\omega_{uu} t_1 - \sin \omega_{uu} t_1) - 4r_c \sqrt{2A} \left(1 - \cos \frac{\omega_{uu} t_1}{2} \right) \right] + r_c^2 t_1, \quad (8)$$

где значение A определяется из формулы (5).

$$S_{o\delta} = \pi \cdot \delta \cdot \left[(2r_{uu} + \delta) + \frac{r_{uu}}{\delta} \right]. \quad (9)$$

Очищенная площадь шпинделя определяется из выражения:

$$S_{oc} = S_{o\delta} - (S - r_{uu}^2 \pi). \quad (10)$$

Подставляя (10) в формулу (1), получим выражение для определения полноты съема:

$$П_c = \frac{S_{oc} - (S - r_{uu}^2 \pi)}{S_{o\delta}}, \quad (11)$$

или (11) можно переписать в виде:

$$П_c = 1 - \frac{S - r_{uu}^2 \pi}{S_{o\delta}}. \quad (12)$$

Если при повороте шпинделя на угол π расстояние между центрами шпинделя и съемника $O_1O_2 - r_c > \delta$, тогда необходимо решить уравнение:

$$O_1O_2 - r_c = r_{uu} + \delta. \quad (13)$$

В этом случае расстояние O_1O_2 между центрами шпинделя и съемника будет зависеть от времени, за которое выполняется полный съем хлопка со шпинделей, то есть при $t_1 = t$. Тогда, исходя из данного утверждения и с учетом формулы (2), уравнение (13) перепишем в виде:

$$\sqrt{R_{\delta}^2 + (R_{\delta} + r_c + r_{uu})^2 - 2R_{\delta}(R_{\delta} + r_c + r_{uu}) \cos \omega_{uu} t_1} - r_c = r_{uu} + \delta. \quad (14)$$

Решая уравнение (14) относительно t_1 , получим:

$$t_1 = \frac{1}{\omega_{ш}} \cdot \arccos \frac{R_{\delta}^2 + Q^2 - (r_{ш} + \delta + r_c)^2}{2QR_{\delta}}, \text{ где } Q = R_{\delta} + r_c + r_{ш}. \quad (15)$$

Подставляя (15) в (8), вычислим часть необработанной площадки по формуле:

$$S_{1,н} = S - \omega_{ш} t_1 r_{ш}^2. \quad (16)$$

Другая часть необработанной площадки определяется по формуле:

$$S_{2,н} = \omega_{ш} (t_k - t_1) (r_{ш} - \delta)^2. \quad (17)$$

Тогда общую часть необработанной площадки определим по формуле:

$$S_{н} = S - \omega_{ш} t_1 r_{ш}^2 - \omega_{ш} (t_k - t_1) (r_{ш} - \delta)^2, \quad (18)$$

где t_k – время, за которое шпиндель совершает оборот, равный $\pi/\omega_{ш}$. В этом случае полнота съема хлопка со шпинделей определяется по формуле:

$$P_c = 1 - \frac{S_{н}}{S_{об}}. \quad (19)$$

Из формулы (19) следует, что полнота съема хлопка зависит от угловой скорости шпинделя $\omega_{ш}$, радиусов съемника r_c , шпинделя $r_{ш}$ и барабана R_{δ} , а также толщины намотки хлопка на шпиндель δ .

На рис.2. представлен график кривой, описывающей полноту P_c съема хлопка со шпинделей вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины. Анализируя полученные графики, видим, что полнота съема хлопка, которая характеризуется границей зоны очищения шпинделя непосредственно зависит от толщины намотки хлопка на шпиндель δ и угловой скорости шпинделя $\omega_{ш}$. Данные результатов, полученных на основе графиков (рис.2), внесены в таблицу.

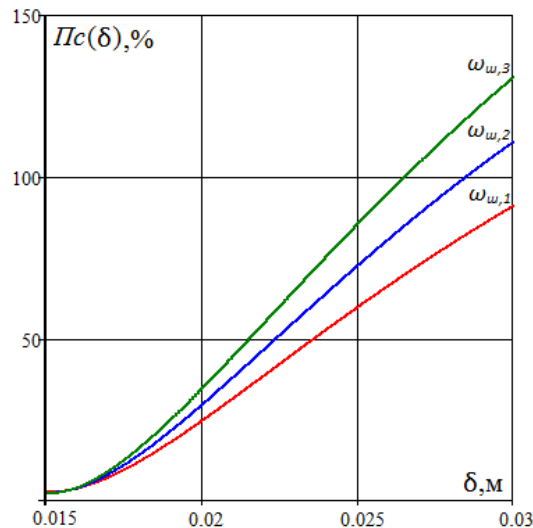


Рис. 2. График кривой, описывающий полноту P_c съема хлопка со шпинделей в зависимости от толщины намотки δ хлопка на шпиндель при различных значениях угловой скорости шпинделя $\omega_{ш,1}=90 \text{ c}^{-1}$, $\omega_{ш,2}=110 \text{ c}^{-1}$, $\omega_{ш,3}=130 \text{ c}^{-1}$.

Таблица

Толщина намотки хлопка на шпиндель, мм	Полнота съема хлопка (%), при угловой скорости шпинделя $\omega_{ш,1} = 90 \text{ c}^{-1}$	Полнота съема хлопка (%), при угловой скорости шпинделя $\omega_{ш,1} = 110 \text{ c}^{-1}$	Полнота съема хлопка (%), при угловой скорости шпинделя $\omega_{ш,1} = 130 \text{ c}^{-1}$
$\delta = 20.0$	24.5	29.5	34.8
$\delta = 22.5$	42.3	51.2	60.2
$\delta = 25.0$	59.9	72.7	85.4

С увеличением толщины намотки хлопка δ на шпиндель, щетки съемника, эффективно воздействуя на него, достаточно легко снимают хлопок со шпинделя, очищая его поверхность. Расчетно-графические результаты подтвердили, что полнота съема хлопка P_c

значительно увеличивается в зависимости от толщины намотки хлопка δ и угловой скорости шпинделя $\omega_{ш}$.

При толщине намотки $\delta = 20$ мм и угловых скоростях $\omega_{ш,1} = 90$ с⁻¹, $\omega_{ш,2} = 110$ с⁻¹, $\omega_{ш,3} = 130$ с⁻¹ полнота съема P_c увеличивается примерно на 10.3%. Однако при высокой урожайности хлопчатника, как показали экспериментальные исследования, толщина намотки δ составляет около 25 мм. Тогда с увеличением угловой скорости шпинделя $\omega_{ш}$ от 90 с⁻¹ до 130 с⁻¹ полнота съема значительно повышается от 59.9% до 85.4%, то есть на 25.5%. Таким образом, в зависимости от толщины намотки хлопка на шпиндель δ и угловой скорости шпинделя $\omega_{ш}$ полнота съема хлопка P_c со шпинделя увеличивается в среднем на 17.9%.

Заключение. В результате проведенных расчетов определена полнота съема хлопка со шпинделей уборочного аппарата вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины. На основе численных расчетов построены графики с использованием среды программирования Mathcad-15. Как показали результаты расчетов и анализ графиков, полнота съема хлопка зависит от угловой скорости вращения шпинделя, радиусов съемника, шпинделя и барабана, а также от толщины намотки хлопка на шпиндель. При заданной толщине намотки хлопка по мере увеличения угловых скоростей шпинделя полнота съема хлопка со шпинделей в среднем увеличивается на 17.9%, что согласуется с результатами экспериментальных исследований.

Исследования выполнены по бюджетному финансированию Института механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева АН РУз.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Сабликов М.В. Исследование шпиндельных аппаратов хлопкоуборочных машин. Ташкент. Госиздат УзССР, 1959, –184 с.
- [2] Колтунов Б.М. Исследование технологического процесса работы вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин в зоне съема хлопка-сырца со шпинделей: Автореф. Дисс....канд. техн. наук. Ташкент. 1966. – 20 с.
- [3] Иззатов З.Х. Влияние направления вращения рабочих органов аппарата на процесс съема хлопка со шпинделей / Сб. “Хлопкоуборочные машины: теория и расчет” под. ред. М.Т. Уразбаева. Ташкент. Фан, 1968. С. 46-54.
- [4] Вахрамеев А.А. Исследование съема хлопка с непрерывно-вращающихся вертикальных шпинделей, приводимых планетарным рычажно-кулачковым механизмом: Автореф. Дисс....канд. наук. Ташкент, ИМСС АН РУз, 1967. – 20 с.
- [5] Лазунов В.И. Очистка шпинделей щетками съемников вертикально-шпиндельных машин // «Механизация хлопководства». 1967, №3. С. 14-17.
- [6] Ризаев А.А. Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент. Фан, 2017. 0–168 с.
- [7] Kerby A., Carter L. M., Hughs S. E., Bragg C. K. Alternate Harvesting Systems and Cotton Quality // American Society of Agricultural and Biological Engineers Journal. 2013, No. 29(2), pp. 407–412.
- [8] Baker K.D., Delhom C.D., Hughs S.E. Spindle diameter effects for cotton pickers // American Society of Agricultural and Biological Engineers Journal. 2017, No. 33(3), pp. 321–327.
- [9] Baker K.D., Hughs S.E., Foulk J. Spindle speed optimization for cotton pickers // American Society of Agricultural and Biological Engineers Journal. 2015, No. 31(2), pp. 217–225.
- [10] Норкузиев О.С. Расчетный анализ кинематики эпи и гипоциклического движения шпинделей вертикально-шпиндельного уборочного аппарата // Проблемы механики. 2024, №1. С. 84-88.
- [11] Yuldashev A.T., Kuldoshev D.A., Juraeva N.B. et al. The raw cotton entering volume computational and numerical study of the vertical-spindle cotton harvester receiving chamber / E3S Web of Conferences: CONMECHYDRO-2021. 2021. Vol. 264. P. 04013.
- [12] Yuldashev A.T., Kuldoshev D.A., Juraeva N.B. Model description and performance calculation of the cotton harvester with a changed direction of rotation of the spindles / IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2023. Vol. 1231. P. 012056.
- [13] Абдазимов А.Д. Повышение рабочих скоростей агрегата и эффективности рабочих органов уборочных аппаратов вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин. Ташкент. ТГТУ им. А.П.Беруни, 1995, –192 с.
- [14] Самеджанова Н.Х., Абдурахманов Н.Б. Исследование полноты съема хлопка со шпинделей вертикального шпиндельного хлопкоуборочного аппарата // Молодой ученый. 2019, №23(261). С. 130-132.
- [15] Уразалиев Ф.Б. Оценка снижения полноты сбора хлопка-сырца вследствие поперечно-вертикальных случайных колебаний уборочных аппаратов // Экономика и социум. 2022, №2(93). С. 495–504.
- [16] Drai A.A., Balabanov V.I. The technology of mechanized cotton harvesting using the MX-1,8 cotton harvesting machine. 2015. Bulletin 6, pp. 7–11.

Дата поступления
10.12.2024

Джурсаева Н.Б. Вертикал шпинделли пахта териш машинасининг шпинделлардаги пахтани тўлиқ ажратиш олишнинг ҳисоби.

Аннотация. Ушбу мақолада вертикал шпинделли пахта териш машинасида шпиндел тишларини пахта толасидан тозалашни таъминлайдиган махсус чўтка – ажраткич билан жиҳозланган терим аппаратининг технологик жараёни кўриб чиқилган. Пахта териш машинасида терим аппаратининг шпинделларидан пахтани ажратиш тўлиқлигини аниқлаш учун ҳисоблаш усули амалга оширилган. Ҳисоблаш натижалари шуни тасдиқладики, пахтани ажратиш тўлиқлиги ажратиш жараёнининг сифати билан белгиланган, бу шпиндел сиртини тозалаш зонасининг чегараси билан тавсифланган. Сонли ҳисоблаш асосида олинган графиклар таҳлили терим аппаратининг шпинделларидан пахтани ажратиш тўлиқлиги шпиндел бурчак тезлигига, ажраткич радиусига, шунингдек пахтани шпинделга ўраш қалинлигига боғлиқлиги кўрсатилган. Сонли ҳисоблаш ва графиклар қуриш учун Mathcad-15 дастурлаш муҳитидан фойдаланилган.

Калим сўзлар: ажратиш тўлиқлиги, пахта толаси, чўткали ажраткич, шпиндел бурчак тезлиги, терим аппарати, ўраш қалинлиги.

Juraeva N.B. Calculation of the completeness of cotton removal from the spindles of a vertical-spindle cotton picking machine

Abstract. This article discusses the technological operation of the harvesting unit of a vertical-spindle cotton picker equipped with special brush bars - pullers that ensure cleaning of the spindle teeth from cotton fibers. A calculation technique was used to determine the completeness of cotton removal from the spindles of the harvesting unit of a vertical-spindle cotton picker. The results of the calculations confirmed that the completeness of cotton removal is determined by the quality of the removal process, characterized by the boundary of the cleaning zone of the spindle surface. Graphical analysis obtained based on numerical calculations confirmed that the completeness of cotton removal from the spindles of the harvesting unit depends on the angular velocity of the spindle, the radius of the puller, and the thickness of the cotton winding on the spindle. The Mathcad-15 programming environment was used to perform numerical calculations and plot graphs.

Keywords: completeness of removal, cotton fibers, brush remover, angular speed of spindle, harvesting device, winding thickness, speed of cotton picking machine.

УДК 539

НЕКЛАССИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ ПРОКАТА С УЧЁТОМ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ ПО АСИММЕТРИЧНОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Холманов Н.Ю., Ахмедов А.Б.

Национальный университет Узбекистана им. Мирзо Улугбека, Ташкент, Узбекистан
E-mail: nurbek_uzmu1@mail.ru

Аннотация. В данной работе на основе математического моделирования в неканонических областях деформирования предложен подход к определению оптимальных технологических параметров при исследовании напряженно-деформированного состояния процесса холодного проката по асимметричной и симметричной технологии в активной зоне упругопластических деформаций.

Ключевые слова: металлическая полоса, упругопластические деформации, функция напряжений, холодный прокат, асимметричная технология.

Введение. Глубокие научные исследования, направленные на повышение прочности, надежности, долговечности и качества изделий, получаемых прокаткой металлических листов, проводятся во многих странах. В основе машиностроительной продукции лежат компоненты, полученные в результате обработки различными методами прокатки. Основная доля деталей, обрабатываемых под давлением, приходится на прокатку по симметричной и асимметричной технологии. В настоящее время оптимизация энергосберегающих технологий в машиностроении для получения прокатных листов различной конфигурации и с применением современных методов математического моделирования становится актуальным направлением для информатизации машиностроительного производства. При этом, в активной зоне процесс холодного проката металлических листов по асимметричной технологии сопровождается неоднородным напряженно-деформированным состоянием [1-4].

Для асимметричного процесса прокатки в очаге деформации существуют две зоны течения металла. Со стороны входа металла в очаг деформации существует зона отставания, со стороны выхода – зона опережения. Эти зоны разделяет нейтральная плоскость, в которой скорость металла равна круговой скорости валков. В зоне отставания скорость металла меньше, чем круговая скорость валков, а в зоне опережения эта скорость больше. В

случае симметричного процесса длина этих зон для обеих плоскостей стыка одинакова. Внедрение асимметрии приводит к нарушению равновесия в очаге деформации, изменяются длины определенных зон и расположение нейтральной зоны. В очаге деформации, со стороны каждого вала, появляются области – зоны противонаправленных контактных напряжений. Длины этих зон зависят от величины внедренной асимметрии [6-10].

Пусть рассматриваемое тело представляет собой металлическую полосу толщиной h и шириной b , которая в плоскости Ox_1x_3 в процессе прохождения с постоянной скоростью c между асимметричными ведущими и ведомыми валками на расстоянии $\delta=ct$ (t – время) испытывает конечную упругопластическую деформацию (рис.1).

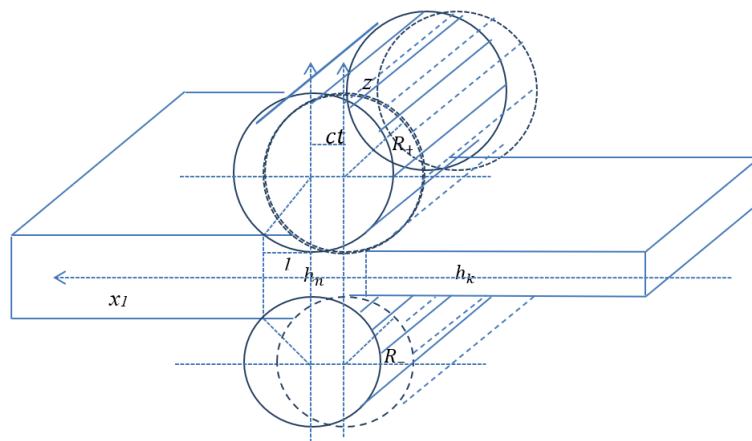


Рис.1 Пространственная схема прокатки листа по асимметричной технологии

В активной зоне прокатки элементарный прямоугольник для поперечного сечения рассматриваемой полосы, после воздействия валков в результате упругопластических деформаций переходит в криволинейную трапецию, приобретая контур асимметричных валков. Причем в общем случае, для асимметричной технологии в зависимости от условий прокатки частоты вращения валков могут быть различными – $\omega_{\pm}$. Следовательно, в активной зоне прокатки для верхних и нижних поверхностей металлических полос имеем различные скорости перемещения – $c_{\pm}=R_{\pm}\omega_{\pm}$.

При этом в процессе прокатки металлическая полоса движется со среднеарифметической скоростью. Вычислим среднеарифметическое значение скорости движения металлической полосы и радиусов верхних и нижних валков: $c = \frac{c_+ + c_-}{2}$, $R = \frac{R_+ + R_-}{2}$. Аналогич-

ную формулу можно записать для их разностей: $\delta = \frac{c_+ - c_-}{2}$, $r = \frac{R_+ - R_-}{2}$. Следовательно, –

$c_{\pm}=c\pm\delta$, $R_{\pm}=R\pm r$. Прямолинейная металлическая полоса после прохождения активной зоны прокатки для асимметричной технологии приобретает дугообразную форму. В случае, когда верхний валик является ведущим, а нижний становится ведомым, имеет место $c_+=c=c_-$, при этом, $\omega_- = \frac{R_+}{R_-}\omega_+$.

Пусть общая длина рассматриваемой металлической полосы равна L . Уравнения окружностей валков с радиусами $R_{\pm}$ в активной зоне деформирования относительно движущейся полосы для некоторого момента времени, соответственно, задаются следующими формулами

$$(x_1 - ct \mp \delta)^2 + (z - r \mp R \mp h_k/2)^2 = (R \pm r)^2.$$

С целью обезразмеривания участвующих переменных, уравнения окружностей отнесем к среднеарифметическому радиусу R , оставляя при этом обозначения неизменными:

$$(x_1 - ct \mp \delta)^2 + (x_3 - r \mp 1 \mp h_k/2)^2 = (1 \pm r)^2.$$

Законы изменения переменной ширины верхней и нижней частей полосы в активной зоне деформирования контакта будут иметь следующей вид

$$h_{\pm}(x_1 - ct) = \pm \left[1 \pm r + \frac{h_k}{2} - \sqrt{(1 \pm r)^2 - (x_1 - ct \mp \delta)^2} \right],$$

следовательно, толщина и показатель асимметрии металлической полосы в зоне активной прокатки задаются переменной функцией координаты – x_1 и времени – t

$$\begin{aligned} h(x_1 - ct) &= h_+(x_1 - ct) - h_-(x_1 - ct) = \left[1 + r + \frac{h_k}{2} - \sqrt{1 + 2r + r^2 - (x_1 - ct - \delta)^2} \right] + \\ &+ \left[1 - r + \frac{h_k}{2} - \sqrt{1 - 2r + r^2 - (x_1 - ct + \delta)^2} \right], \\ \eta(x_1 - ct) &= h_+(x_1 - ct) + h_-(x_1 - ct) = \left[1 + r + \frac{h_k}{2} - \sqrt{1 + 2r + r^2 - (x_1 - ct - \delta)^2} \right] - \\ &- \left[1 - r + \frac{h_k}{2} - \sqrt{1 - 2r + r^2 - (x_1 - ct + \delta)^2} \right]. \end{aligned}$$

В частности, можно написать следующую формулу:

$$h_{\pm}(x_1 - ct) = \frac{h(x_1 - ct) \pm \eta(x_1 - ct)}{2}$$

Предположим, что верхние и нижние валки имеют одинаковые радиусы $R_+ = R_- = R$ скорости вращения, $c_+ = c_- = c$, т.е. $r = 0$, $\delta = 0$. Здесь имеет место симметричная технология прокатки:

$$h(x_1 - ct) = 2 \left[1 + \frac{h_k}{2} - \sqrt{1 - (x_1 - ct)^2} \right], \eta(x_1 - ct) = 0.$$

В полученных формулах участвуют иррациональные выражения. Учитывая, что все переменные отнесены к R , следовательно, $y = x_1 - ct$ и имеет место $|y| \ll 1$, тогда, пользуясь разложением функций в степенной ряд $(1 \pm y)^m \approx 1 \pm my + \frac{m(m-1)}{2}y^2$ для переменной толщины и показателя асимметрии, после некоторых выкладок будем иметь

$$\begin{cases} h(y) = h_k + (\delta)^2 - \frac{1}{4}(\delta)^4 + \left(1 - \frac{3}{2}\delta^2 t^2\right)y^2 + \frac{1}{4}y^4 + r\delta \left[(-2 + \delta^2 t^2)y + y^3\right] \\ \eta(y) = r \left[h_k + (\delta)^2 - \frac{1}{4}(\delta)^4 + \left(1 - \frac{3}{2}\delta^2 t^2\right)y^2 + \frac{1}{4}y^4 \right] + \delta \left[(-2 + \delta^2 t^2)y + y^3\right] \end{cases} \quad (1)$$

При этом длины активных зон упруго-пластических деформаций, на верхних и нижних поверхностях полосы для асимметричной прокатки имеют вид

$$l_{\pm} = \sqrt{(h_n = h_k) \left(1 \pm r - \frac{h_n}{4} + \frac{h_k}{4} \right)}, \quad (2)$$

причем для активной зоны прокатки $x_1 \in (ct - \delta t, ct + \delta t)$, $l = \max(l_-, l_+)$.

Для девиаторов напряжений и деформаций имеем [11]

$$\begin{aligned} \tau_{ij} &= \sigma_{ij} - \sigma \delta_{ij}, \quad \tau_{kk} = 0, \quad \sigma = \frac{1}{3} \sigma_{kk}, \\ e_{ij} &= \varepsilon_{ij} - \varepsilon \delta_{ij}, \quad e_{kk} = 0, \quad \varepsilon = \frac{1}{3} e_{kk}. \end{aligned} \quad (3)$$

Определяющие соотношения между девиаторами тензоров напряжений и упруго-пластических деформаций имеют вид [11]

$$\tau_{ij} = 2\mu(1-\omega)e_{ij}$$

где

$$\omega = 1 - \frac{\sigma_i}{2\mu\varepsilon_i},$$

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{6}} \sqrt{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)},$$

$$\varepsilon_i = \sqrt{\frac{2}{3}} \sqrt{(\varepsilon_{11} - \varepsilon_{22})^2 + (\varepsilon_{22} - \varepsilon_{33})^2 + (\varepsilon_{33} - \varepsilon_{11})^2 + \frac{3}{2}(\varepsilon_{12}^2 + \varepsilon_{23}^2 + \varepsilon_{31}^2)}$$

интенсивности напряжений и деформаций. E – модуль упругости, ν – коэффициент Пуассона, $\mu = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – модуль сдвига. За пределом упругости – ε_y модуль сдвига становится

убывающей функцией от интенсивности деформации. Тогда $\mu(\varepsilon_i)$ можно представить в виде

$$\mu(\varepsilon_i) = \begin{cases} \mu \cdot (a - b\varepsilon_i^2) & \text{при } \varepsilon_i > \varepsilon_y \\ \mu & \text{при } \varepsilon_i \leq \varepsilon_y \end{cases},$$

где a, b – подлежащие к определению неизвестные константы, которые, используя зависимости между интенсивностью напряжений и деформаций

$$\sigma_i = 2\mu(\varepsilon_i)\varepsilon_i,$$

определяются из следующего условия

$$\sigma_i = \sigma_T \text{ при } \varepsilon_i = \varepsilon_T, \sigma_i = \sigma_y \text{ при } \varepsilon_i = \varepsilon_y,$$

где $\sigma_y, \varepsilon_y, \sigma_T, \varepsilon_T$ – пределы упругости и текучести конструкционных материалов, определяемые из экспериментов. С учетом последних соотношений и условий, связь между интенсивностями тензоров напряжений и деформаций в зоне активной прокатки, примет вид

$$\sigma_i = \left[\frac{\sigma_y}{\varepsilon_y} - \frac{\varepsilon_i^2 - \varepsilon_y^2}{\varepsilon_T^2 - \varepsilon_y^2} \left(\frac{\sigma_y}{\varepsilon_y} - \frac{\sigma_T}{\varepsilon_T} \right) \right] \varepsilon_i,$$

следовательно, имеем рациональное выражение для функции пластичности А.А.Ильюшина [1]

$$\omega = \omega_0 \frac{\varepsilon_i^2 - \varepsilon_y^2}{\varepsilon_T^2 - \varepsilon_y^2}, \quad \omega_0 = \left(1 - \frac{\sigma_T}{2\mu\varepsilon_T} \right).$$

Таким образом, данная задача в активной зоне деформирования, будет рассматриваться в неканонической области и в рамках малых упругопластических деформаций. Принимая во внимание неканоничность области деформирования, введем новую переменную ς :

$$z = \frac{1}{2}\eta(y) + h(y)\varsigma, \quad \varsigma \in \left(-\frac{1}{2}, \frac{1}{2} \right), z = x_3.$$

Тогда кинематические соотношения между тензором деформаций и компонентами вектора перемещений принимают форму Лагранжа-Грина:

$$\varepsilon_{11} = U_{1,1}, \varepsilon_{22} = U_{2,2}, \varepsilon_{zz} = \frac{U_{z,\varsigma}}{h(y)}, \varepsilon_{iz} = \frac{1}{2} \left(\frac{U_{i,\varsigma}}{h(y)} + U_{i,x} \right), i = 1, 2. \quad (5)$$

Искомое решение представляется в следующем виде [2]

$$\begin{cases} U_i = u_i + h\psi_i\varsigma - \Phi_1(\varsigma)A_i - \frac{3}{5}\Phi_2(\varsigma)B_i, \\ U_z = w + hV_\varsigma - \Phi_1(\varsigma)\theta \end{cases} \quad (6)$$

где

$$\Phi_1(\varsigma) = \frac{h^2}{12} [1 - 12\varsigma^2], \Phi_2(\varsigma) = \frac{h^3}{4} \left[1 - \frac{20}{3}\varsigma^2 \right] \varsigma.$$

Таким образом, используя уравнения состояния упругопластических тел (4), кинематические соотношения (5) и выражения для компонент перемещения (6), можно записать аналитические выражения для вычисления компонент тензора напряжений

$$\begin{cases} \sigma_{ij} = \frac{1}{3}(3\lambda + 2\mu\omega)(\varepsilon_{kk} + \varepsilon_{zz})\delta_{ij} + 2\mu(1-\omega)\varepsilon_{ij}, \\ \sigma_{zz} = \frac{1}{3}(3\lambda + 2\mu\omega)(\varepsilon_{kk} + \varepsilon_{zz}) + 2\mu(1-\omega)\varepsilon_{zz}, \\ \sigma_{iz} = 2\mu(1-\omega)\varepsilon_{iz}, \end{cases} .$$

Откуда

$$\sigma_{ij} = \left(\lambda + \frac{2}{3}\mu\omega \right) \left[u_{k,k} + h\zeta\psi_{k,k} - \frac{1}{2}\Phi_1(\zeta)C_{k,k} - \frac{3}{5}\Phi_2(\zeta)D_{k,k} + (V + 2\theta z) \right] \delta_{ij} + \mu(1-\omega) \left[u_{i,j} + u_{j,i} + h\zeta(\psi_{i,j} + \psi_{j,i}) - \frac{1}{2}\Phi_1(\zeta)(C_{i,j} + C_{j,i}) - \frac{3}{5}\Phi_2(\zeta)(D_{i,j} + D_{j,i}) \right] \quad (7)$$

$$\sigma_{zz} = \left(\lambda + \frac{2}{3}\mu\omega \right) \left[u_{k,k} + \zeta\psi_{k,k} - \frac{1}{2}\Phi_1(\zeta)C_{k,k} - \frac{3}{5}\Phi_2(\zeta)D_{k,k} + (V + 2h\theta\zeta) \right] + 2\mu(1-\omega)(V + 2h\theta\zeta) \quad (8)$$

$$\sigma_{iz} = \mu(1-\omega) \left[\psi_i + 2h\zeta C_i + 3h^2\zeta^2 D_i + \left(w + hV\zeta - \frac{1}{2}\Phi_1(\zeta)\theta \right)_{,i} \right] . \quad (9)$$

В полученных выражениях участвуют функции C_i , D_i , u_i , ψ_i , w , θ и V от x_1 , x_2 , которые определяются из граничных условий на лицевых поверхностях в процессе прокатки рассматриваемых полос.

С целью получения замкнутой системы разрешающих уравнений относительно неизвестных u_i , ψ_i , w , V , θ , введем в рассмотрение следующие интегральные величины от компонент тензора напряжений [12]:

$$N_{ij} = \int_{-0.5h}^{0.5h} \sigma_{ij} dz \quad - \text{нормальные усилия}, \quad Q_i = \int_{-0.5h}^{0.5h} \sigma_{zi} dz \quad - \text{перерезывающие усилия},$$

$$M_{ij} = \int_{-0.5h}^{0.5h} \sigma_{ij} z dz \quad - \text{внутренние изгибающие моменты}.$$

$$N_{nij} = \int_{-1/2}^{1/2} \left\{ \frac{2}{3}\mu\omega \left[u_{k,k} + h\zeta\psi_{k,k} - \frac{1}{2}\Phi_1(\zeta)C_{k,k} - \frac{3}{5}\Phi_2(\zeta)D_{k,k} + (V + 2\theta z) \right] \delta_{ij} - \mu\omega \left[u_{i,j} + u_{j,i} + h\zeta(\psi_{i,j} + \psi_{j,i}) - \frac{1}{2}\Phi_1(\zeta)(C_{i,j} + C_{j,i}) - \frac{3}{5}\Phi_2(\zeta)(D_{i,j} + D_{j,i}) \right] \right\} dz$$

$$M_{nij} = \int_{-1/2}^{1/2} \left\{ \frac{2}{3}\mu\omega \left[u_{k,k} + h\zeta\psi_{k,k} - \frac{1}{2}\Phi_1(\zeta)C_{k,k} - \frac{3}{5}\Phi_2(\zeta)D_{k,k} + (V + 2\theta z) \right] \delta_{ij} - \mu\omega \left[u_{i,j} + u_{j,i} + h\zeta(\psi_{i,j} + \psi_{j,i}) - \frac{1}{2}\Phi_1(\zeta)(C_{i,j} + C_{j,i}) - \frac{3}{5}\Phi_2(\zeta)(D_{i,j} + D_{j,i}) \right] \right\} z dz$$

$$Q_{ni} = \int_{-1/2}^{1/2} -\omega\mu \left[\psi_i + 2h\zeta C_i + 3h^2\zeta^2 D_i + \left(w + hV\zeta - \frac{1}{2}\Phi_1(\zeta)\theta \right)_{,i} \right] dz$$

$$\omega(y, z) = \omega_0 \left[\left(u(y) + \psi(y)\zeta - \Phi_1(\zeta)A(y) - \frac{3}{5}\Phi_2(\zeta)B(y) \right)' - V(y) + \frac{1}{6}\theta(y) \right]^2 + \\ + \frac{3}{4}\omega_0 \left[\psi(y) + 2\zeta - A(y) - \frac{3}{20}(1 - 20\zeta^2)B(y) + (w(y) + V(y)\zeta - \Phi_1(\zeta)\theta(y))' \right]^2$$

Напряженное состояние рассматриваемого тела в декартовой системе координат $Ox_1x_2\xi$, при отсутствии объемных сил $X_i=0$ описывается следующим уравнением равновесия [1]

$$\begin{cases} \sigma_{ij,j} + \frac{\sigma_{iz,\xi}}{h} = 0, \\ \sigma_{zj,j} + \frac{\sigma_{zz,\xi}}{h} = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Для получения уравнений равновесия при прокате металлических полос произведем процедуру интегрирования (10) по ξ в интервале $[-0.5; 0.5]$:

$$\begin{cases} N_{ij,j} + \sigma_{iz} \Big|_{-0,5}^{0,5} = 0 \\ M_{ij,j} - Q_i + h\xi\sigma_{iz} \Big|_{-0,5}^{0,5} = 0. \\ Q_{i,i} + \sigma_{zz} \Big|_{-0,5}^{0,5} = 0. \end{cases} \quad (11)$$

На свободном участке, до и после воздействия вала (I, IV- участок), относительно компонент тензора упругих напряжений ($\omega=0$), имеем следующие граничные условия:

$$\sigma_{zi} = 0, \sigma_{zz} = 0 \text{ при } \zeta = \pm \frac{1}{2}. \quad (12)$$

Откуда, с учетом (9) получим

$$C_i = -\frac{1}{2}V_{,i}, D_i = -\frac{5}{3h^2} \left(w_{,i} + \psi_i - \frac{h^2}{6}\theta_{,i} \right). \quad (13)$$

И, подставляя в (6), имеем

$$\begin{cases} U_i = u_i + [h\zeta + \Phi_2(\zeta)]\psi_i - \frac{1}{2}\Phi_1(\zeta)V_{,i} - \Phi_2(\zeta) \left(w + \frac{h^2}{6}\theta \right), \\ U_z = w + h\zeta V - \Phi_1(\zeta)\theta, \end{cases} \quad (14)$$

Принимая во внимание (14) для нормального напряжения $-\sigma_{zz}$ можно получить следующее выражение

$$\sigma_{zz} = \lambda \left[u_{k,k} + (\Phi_2(\zeta) + h\zeta)\psi_{,i} + \Phi_2(\zeta)\Delta \left(w - \frac{h^2}{30}\theta \right) + \frac{1}{2}\Phi_1(\zeta)\Delta V + \frac{1-\nu}{\nu}(V + 2h\theta\zeta) \right] \quad (15)$$

Удовлетворение граничного условия (12) для σ_{zz} достигается при выполнении следующего дифференцирования в частных производных

$$\begin{cases} D\Delta V - 2G \left(u_{k,k} + \frac{1-\nu}{\nu}V \right) = 0, \\ D\Delta\theta - G(5\psi_{k,k} - \Delta w) - 12\frac{1-\nu}{\nu}\theta = 0. \end{cases} \quad (16)$$

Здесь $D = \frac{Eh^3}{12(1+\nu)}$, $G = \frac{Eh}{2(1+\nu)}$, Δ – оператор Лапласа.

После удовлетворения граничного условия (12) с учетом (9) и (13) для тангенциальных напряжений получим следующие выражения:

$$\sigma_{iz} = \frac{5}{4} \mu \left[\psi_i + \left(w + \frac{h^2}{6} \theta \right)_{,i} \right] f(\zeta), \quad f(\zeta) = 1 - 4\zeta^2. \quad (15)$$

Компоненты вектора перемещения – (14), значит соответствующие компоненты симметричного тензора напряжений зависят от неизвестных интегральных величин $u_i, \psi_i, w, V, \theta$, являющихся функциями координат x_1, x_2 и t .

Вне области активной прокатки интегральные выражения для внутренних усилий и моментов, подставляя компоненты тензора напряжений в (7) и (15), имеют вид

$$N_{ij} = \tilde{G} \left\{ \frac{2\nu}{1-2\nu} (u_{k,k} + V) \delta_{ij} + u_{i,j} + u_{j,i} \right\} \quad (16)$$

$$M_{ij} = D \left[\frac{\nu}{1-2\nu} (\psi_{k,k} + 2\theta) \delta_{ij} + \frac{1}{2} (\psi_{i,j} + \psi_{j,i}) \right], \quad (17)$$

$$Q_i = \tilde{G} k^2 \left[\psi_i + \left(w + \frac{h^2}{6} \theta \right)_{,i} \right] \quad k^2 = \frac{5}{6}. \quad (18)$$

Здесь следует отметить, что так называемый коэффициент сдвига k^2 определяется в результате выполнения граничных условий для тангенциальных напряжений. Вместе с тем, в уточненных теориях типа Тимошенко для определения данного коэффициента проводятся специальные эксперименты [1]. Экспериментальные результаты являются достаточно близкими к 5/6.

Уравнения равновесия (11) с учетом (16)-(18) примут следующий вид

$$\begin{cases} \Delta u_i + \frac{1}{1-2\nu} u_{k,ki} + \frac{2\nu}{1-2\nu} V_{,i} = 0 \\ \Delta \psi_i + \frac{1}{1-2\nu} \psi_{k,ki} + \frac{1+4\nu}{1-2\nu} \theta_{,i} - \frac{10}{h^2} (\psi_i + w_{,i}) = 0, \\ \psi_{k,k} + \Delta w - \frac{h^2}{30} \Delta \theta = 0 \end{cases} \quad (19)$$

В качестве примера для изложения особенностей предложенного подхода математического моделирования прокатки металлических полос рассмотрим симметричную технологию: $c_+ = c_-$, $\delta = 0$, $R_+ = R_-$, $r = 0$. Тогда промежуточная (II – участок) и активная (III – участок) зоны сливаются $\left(l_- = l_+ = l, h_{\pm} = \pm \frac{h}{2} \right)$. Вследствие воздействия валков на поверхности металлических полос возникают внутренние напряжения, которые удовлетворяют следующим граничным условиям:

$$\begin{cases} U_z = w_{\pm} \\ \sigma_{11} n_1 + \sigma_{1z} n_z = \sigma_1 + m_z, \text{ при } \zeta = \pm \frac{1}{2}, \\ \sigma_{z1} n_1 + \sigma_{zz} n_z = m_1 + \sigma_z, \end{cases} \quad (22)$$

где $w_{\pm} = h_{\pm}(y+ct) - h_{\pm}(y) = \pm \frac{1}{2} \left[\sqrt{1-y^2} - \sqrt{1-(y+ct)^2} \right]$.

Учитывая выражение для нормального перемещения в (6), из граничного условия (22) имеем

$$w + \frac{h^2}{6} \theta = 0, hV = \left[\sqrt{1-y^2} - \sqrt{1-(y+ct)^2} \right]. \quad (23)$$

Тогда для нормального перемещения получим

$$U_z = w(1 - 4\zeta^2) + \left[\sqrt{1 - y^2} - \sqrt{1 - (y + ct)^2} \right] \zeta. \quad (24)$$

В рассматриваемой задаче, внешнее касательное напряжение τ возникает вследствие взаимодействия вала с металлической полосой как сила трения Кулона от нормального давления σ , т.е. $\tau = k\sigma$ в виду плоскопараллельного поступательного движения валов, $n_2 = 0$. При этом, нормальное воздействие валов в активной зоне σ является функцией от угла: $\sigma = \pm P \sin \alpha_{\pm}$, где P – сила давления от валков на поверхность металлической полосы в зоне активной прокатки. При условии малости длины активной зоны прокатки относительно общей длины и разности начальной и конечной толщины металлической полосы, имеем $\frac{n_1}{n_z} = \tan \alpha_{\pm} = h'_{\pm}(y) \ll 1$, следовательно, $\sin \alpha_{\pm} \approx \alpha_{\pm} \approx \tan \alpha_{\pm} \approx h'_{\pm}(y)$, откуда получим

$\sigma = \pm Ph'_{\pm}(y)$. Решая последние два уравнения (22) относительно $-\sigma_{1z}$, σ_{zz} и пренебрегая величинами высокого порядка, получим упрощенную формулу для граничного условия в активной зоне прокатки металлической полосы

$$\begin{cases} \sigma_{1z} = kPh'_{\pm} \\ \sigma_{zz} = Ph'_{\pm} \end{cases} \quad \text{при } \zeta = \pm \frac{1}{2}. \quad (25)$$

Подставляя выражения для касательных и нормальных напряжений из (8) и (9) в (25), имеем

$$C_1 = kPh' - \frac{1}{2}V_{,1}, \quad D_1 = -\frac{5}{3h^2} \left(w_{,1} + \psi_1 - \frac{h^2}{6}\theta_{,1} \right). \quad (26)$$

$$\frac{h^2}{12}C_{2,2} = -u_{k,k} + \frac{h^2}{12} \left(kPh' - \frac{1}{2}V_{,1} \right) - \left[1 + \frac{(1-\omega)(1-2\nu)}{3\nu + (1-2\nu)\omega} \right] V \quad (27)$$

$$\frac{h^3}{10}D_{2,2} = -\frac{Ph'}{\left(\lambda + \frac{2}{3}\mu\omega \right)} + h\psi_{k,k} + \frac{1}{2} \left(w_{,1} + \psi_1 - \frac{h^2}{6}\theta_{,1} \right)_{,1} h + 2h \left[1 + \frac{(1-\omega)(1-2\nu)}{3\nu + (1-2\nu)\omega} \right] \theta. \quad (28)$$

Тогда уравнения равновесия (11) с учетом (16)-(18) и (25)-(28) примут следующий вид

$$\begin{cases} N_{1j,j} + kPh' = 0, & N_{1j,j} + kPh' = -N_{n1j,j} \\ M_{1j,j} - Q_1 = 0, & M_{1j,j} - Q_1 = -M_{n1j,j} - Q_{n1}, \\ Q_{i,i} + Ph' = 0, & Q_{i,i} + Ph' = Q_{ni,i}, \\ N_{2j,j} + 2\mu(1-\omega)hC_2 = 0, & N_{2j,j} + 2\mu(1-\omega)hC_2 = -N_{n2j,j}, \\ M_{2j,j} - Q_2 + h\mu(1-\omega) \left[\psi_2 + \frac{3}{4}h^2\zeta^2 D_2 \right] = 0, \\ M_{2j,j} - Q_2 + h\mu(1-\omega) \left[\psi_2 + \frac{3}{4}h^2\zeta^2 D_2 \right] = -M_{n2j,j} - Q_{n2}, \end{cases} \quad (28)$$

Соответствующие различным зонам граничные условия, обеспечивающие неразрывность процесса симметричной прокатки по оси Ox_1 можно сформулировать в следующем виде

$$\begin{cases}
\sigma_{z1} = 0, \sigma_{21} = 0, \text{ при } x_1 = -ct \\
U_1|_{IV} = U_1|_{III}, U_2|_{IV} = U_2|_{III}, U_z|_{IV} = U_z|_{III} \text{ при } x_1 = 0 \\
\sigma_{z1}|_{IV} = \sigma_{z1}|_{III}, \sigma_{21}|_{IV} = \sigma_{21}|_{III}, \sigma_{21}|_{IV} = \sigma_{21}|_{III} \\
U_1|_{III} = U_1|_I, U_2|_{III} = U_2|_I, U_z|_{III} = U_z|_I \text{ при } x_1 = 1 - ct, \\
\sigma_{z1}|_{III} = \sigma_{z1}|_I, \sigma_{21}|_{III} = \sigma_{21}|_I, \sigma_{21}|_{III} = \sigma_{21}|_I \\
\sigma_{z1} = 0, \sigma_{21} = 0, \sigma_{21} = 0 \text{ при } x_1 = L
\end{cases} \quad (29)$$

Таким образом имеем математическую модель упругопластического деформирования при прокатке металлической полосы по симметричной и асимметричной технологии.

Выводы.

Для эффективного математического моделирования технологии симметричной и асимметричной прокатки металлических листов разработана новая неклассическая теория прямых перемещений, учитывающая упругопластические деформации А.А.Ильюшина в активном поле прокатки.

Учитывая, что модуль сдвига является убывающей функцией с ростом интенсивности деформации, построено новое уравнение состояния для упругопластических напряжений, а иррациональное выражение функции пластичности Ильюшина приведено к рациональному виду.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ахмедов А.Б., Холманов Н.Ю. Математическое моделирование проката металлической полосы по асимметричной технологии // Проблемы механики. 2023, №2. С. 58-71.
- [2] Trusov K.A., Kopaev O.V., Nushtaev D.V. Modelirovanie rezhimov pravki ploskogo prokata [Modeling of Flat Rolled Reference Modes]. Engineering Systems-2017: Proceedings of the Scientific Forum (Moscow, 11–12 apr. 2017). Moscow: Engineering company “TESIS”, 2017, pp. 128-133. (In Russ.).
- [3] Satonin A.V., Real S.S., Perehodchenko V.A., Prisyazhny A.G. Matematicheskoe modelirovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya tonkikh polos pri prokatke [Mathematical modeling of the acutely deformed state of thin strips during rolling]. Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Seriya: Mashinostroyeniye, materialovedeniye, 2012, vol. 14, no. 4, pp. 15-23. (In Russ.).
- [4] Avtsynov V.N. Sovershenstvovanie tekhnologii kholodnoi prokatki i termoobrabotki avtolistovoi stali s ispol'zovaniem matematicheskogo modelirovaniya [Improving the technology of cold rolling and heat treatment of auto sheet steel using mathematical modeling]. Ph.D. thesis. Moscow: Lipetsk State Technical University, 2006, 23 p. (In Russ.).
- [5] Akhmedov A., Kholmanov N. Problems of the theory of elasticity in stresses / AIP Conference Proceedings. AIP Publishing LLC. 2022, vol. 2637, no. 1, pp. 030011-1-030011-6. doi.org/10.1063/5.0119144.
- [6] Alsamhan A., Hartely P., Pillinger I. The computer simulation of cold-roll-forming using FE methods and applied real time re-meshing techniques // Journal of Materials Processing Technology. 2003, vol. 142, No. 1, pp. 102-111. URL: doi.org/10.1016/S0924-0136(03)00468-0
- [7] Davies C.H.J., Hong L. The cellular automaton simulation of static recrystallization in cold-rolled AA1050 // Scripta materialia. 1999, vol. 40, No. 10, pp. 1145-1150. URL: doi.org/10.1016/S1359-6462(99)00021-4
- [8] Trebushko O.I. Osnovy teorii uprugosti i plastichnosti [Fundamentals of the theory of elasticity and plasticity]. Moscow. Nauka, 1984. –320 p. (In Russ.).
- [9] Jones R.M. Deformation theory of plasticity. Blacksburg: Bull Ridge Corporation. 2009, 622 p.
- [10] Senanayake R.S., Cole I.M., Thiruvarudchelvan S. The application of computational and experimental techniques to metal deformation in cold roll forming // Journal of Materials Processing Technology. 1994, vol. 45, No. 1–4, pp. 155–160. URL: doi.org/10.1016/0924-0136(94)90334-4
- [11] Akhmedov A.B. Nonclassical problems of plates and shallow shells and development of numerical methods for solution // Dis.... Doct. Phys. Math. Sci. Tashkent, 2016, –243 p.
- [12] Akhmedov A.B., Sheshenin S.V. Nonlinear equations of motion for orthotropic plates / Moscow University Mechanics Bulletin. 2012, vol. 67, No. 3, pp. 66-68. URL: doi.org/10.3103/ S002713301203003X

Дата поступления
11.02.2024

Холманов Н.Ю., Ахмедов А.Б., Эластопластик деформацияларини ҳисобга олган ҳолда асимметрик прокатлаш технологиясини ноанъанавий назарияси

Аннотация. *Совуқ прокат листларини ўрганишга маълум ёндашувлар асосан турли хил маҳсулотларни шакллантиришнинг энг самарали усулларини аниқлаш учун тажрибалар ўтказиш ва имитацион моделиштириш билан чекланган.*

Калим сўзлар: *металл лист, эластик-пластик деформациялар, кучланиш функцияси, совуқ прокатлаш, асимметрик технология.*

Kholmanov N.Y., Akhmedov A.B. Non-Classical Theory of Rolled Products Considering Elastic-Plastic Deformation Using Asymmetric Technology

Abstract. *In this paper, based on mathematical modeling in non-canonical deformation regions, an approach is proposed for determining the optimal process parameters when studying the stress-strain state of the cold rolling process using asymmetric and symmetric technology in the active zone of elastic-plastic deformations.*

Keywords: *metal strip, elastoplastic deformations, stress function, cold rolling, asymmetric technology.*

UDK 631.356

PRINCIPLE OF WEIGHING LOADS ON A CONVEYOR BELT ON A SINGLE-ROLLER SCALE

Gulmatov A.B.

*Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures named after M.T.Urazbaev, Uzbekistan Academy of Sciences
E-mail: mr.akmalgulmatov0609@gmail.com*

Abstract. *This article discusses how to measure the mass of fruits and vegetables falling onto one roller of an automatically controlled conveyor belt, used to transfer these items between different zones at sorting points. It also covers how to determine the pressure force exerted on the roller. The method described allows for the control of the hopper's angle of lifting and linear velocity of the conveyor belt. Using strain gauges to measure the mass of potatoes, we can monitor the quantity of potatoes passing through the weighing zone on the belt over a specified time. Automating processes in the sorting area reduces manual labor and improves the quality of the sorting process.*

Keywords: *roller, linear mass, load, sensor, conveyor belt, signal, measuring device.*

Introduction. Due to the growth of the potato industry, export and import issues are becoming increasingly important. Consequently, the sorting, packaging, and storage of potatoes, onions, fruits, and vegetables at sorting facilities are critical considerations. To avoid packing damaged potatoes during the sorting process and to enhance convenience for the workers, it is essential to coordinate the movement of the conveyor belt with the mass of incoming potatoes. This coordination significantly simplifies the sorting process. To achieve this, it is crucial to accurately measure the mass of the potatoes. This requires calibrating potatoes by dividing them into fractions based on their dimensions, specifically thickness, width, and length. The most accurate method for sorting potatoes is by mass; however, mass sorting machines are not commonly used due to their complex construction. When potatoes are sorted by hand, their characteristics are evaluated visually. In contrast, when sorted by machine, they are typically categorized based on one or two linear dimensions. There are also automatically controlled conveyors that measure the product by mass (see patents [1–8]) and several other variations. None of these systems is specifically designed for sorting or calibration processes [9]. By observing the operational processes of these machines and analyzing the data available in the literature, it can be concluded that certain performance indicators exhibit an inversely proportional relationship. For example, during the process of sorting potatoes using various machines, a reduction in sorting speed often occurs to minimize damage to the tubers and enhance sorting accuracy. However, the machine's performance during this process is closely related to factors such as damage, accuracy, and sorting speed, all of which should meet standard requirements. Thus, the primary objective of this research is to increase sorting speed while maintaining sorting accuracy and minimizing damage. A key challenge in this regard is ensuring that the product is transferred evenly to the working surface.

This paper discusses the measurement of the weight applied to a single roller of an innovative automatically guided conveyor that transports agricultural products, such as potatoes and onions, to the sorting zone and calibration surface.

$$M = \int_t q_y(t) v_y(t) dt, \quad (1)$$

where Q is the linear mass of the load on any part of the belt (for example, the mass passing over the mass measuring roller); v_y is the speed of load movement in this section; t is the time of weighing the load.

Usually, when basing the principle of operation of integrating conveyor scales, the weight sensor signal is considered proportional to the potato mass q_y spread over a meter surface of the conveyor belt. This signal is proportional to force $P_m(t)$ acting on the weight sensors, which is a complex function of the potato mass $q_y(x, t)$ spread over one meter of the surface of the conveyor belt. With some assumptions, force P_m can be calculated by the mass of potatoes spread over one meter of the conveyor belt, proportional to the weight of potatoes in the section of the average length l_m .

Strictly speaking, measuring devices of conveyor scales integrate a signal proportional to the force ΔP_m multiplied by the linear speed v_t of the conveyor belt.

where ΔP_m is the excess force caused by the weight of the transported load; k is the proportionality coefficient.

The diagram illustrates the hydrodynamic forces and moments acting on a ship hull cross-section. Key parameters and forces shown include:

- Geometric Parameters:**
 - l_1 and l_2 : Horizontal distances from the bow to the center of buoyancy and the center of gravity, respectively.
 - β : Angle of heel.
 - $\xi_1 l_1$ and $\xi_2 l_2$: Distances from the bow to the centers of buoyancy and gravity along the hull axis.
 - a_1, a_2, a_3, a_4 : Vertical distances from the baseline to various points of interest.
 - S_1, S_2 : Areas of the hull cross-section at different points.
 - B_1, B_2 : Buoyancy centers at different points.
 - DB : Distance from the baseline to the center of buoyancy.
 - β_{DB} : Angle of buoyancy relative to the vertical.
- Forces and Moments:**
 - R_1, R_2 : Hydrodynamic resistance forces.
 - R_N, R_V, R_S : Normal, vertical, and side resistance forces.
 - Q_1, Q_2 : Buoyancy forces.
 - G, G_N : Gravity forces.
 - P_{DB} : Buoyancy moment.
 - $M, P_{11}, P_{12}, P_{13}$: Various moments acting on the hull.
- Coordinate System:** A coordinate system with x (horizontal) and y (vertical) axes is shown at the bottom left.

Considering the weight of the potatoes passing through the section between points B_1 and B_2 of the conveyor belt and its balance, we find the force acting on the strain gauges installed on the rollers [10].

107

where m_p is the mass of the load-receiving device (with rollers and bearings); m_r is the roller mass; w_p is the coefficient of resistance to movement (for the roller of the load receiving device); a_1, a_2, a_3, a_4 are the power moment shoulders; β is the slope angle of the conveyor; ζ is the coefficient that indicates the part of the length of the belt between the roller supports (between points M and C or C and N) that belongs to the load weight measurement part; l_1, l_2 – are the strip lengths in sections MC and CN ; q_t is the linear mass of the load on the belt; g is the free fall acceleration.

In formula (5), the first, second, and third terms are constant for the entire conveyor belt and therefore are removed from the force formula affecting the measuring device. Through integration, a constant signal proportional to the fourth term is obtained. Substituting this value into (3) and changing the order of integration, the following result is obtained:

$$A = kg \frac{a_3 + w_p a_4}{a_2} \cos \beta \int_{-\zeta}^{+\zeta} \int_{l_2}^{l_2} q_y(x, t) v_t(t) dt dx, \quad (5)$$

where $\bar{\zeta}$ is the average value of coefficient ζ during the sampling time τ .

The inner integral of this equation $v_y = v_t$ or $v_y = k_v v_t$ should be equal to the mass of load M moved by the conveyor in time τ .

$$A = kg \frac{a_3 + w_p a_4}{a_2} \cos \beta (\bar{\zeta}_2 l_2 + \bar{\zeta}_1 l_1) M = kg \frac{a_3 + w_p a_4}{a_2} \cos \beta \bar{l}_B M = C_M M. \quad (6)$$

Therefore, the value of A assessed by the measuring device is proportional to the mass of load M moved.

The length $\bar{l}_B$ of the measurement section of the average load mass during time τ quickly approaches the mathematical expectation $M[l_B]$.

Conclusions. In conclusion, the introduction of the average linear mass of length l_B into the summation device does not lead to a methodical error in weighing the load mass.

$$q_{y.o'r.l_B}(t) = \frac{1}{l_B(t)} \int_{l_B} q(x, t) dx, \quad (7)$$

therefore, we can determine the mass of load M passing through the weight measurement zone with the potato on the conveyor belt in time t . It helps us to automatically change the linear velocity of the conveyor belt and to raise the angle of the hopper.

REFERENCES

- [1] Патент RU 25085 U1 РФ, МПК G01 G 11/16 (2000.01). Весовой дозатор непрерывного действия / Заявитель и патентообладатель: Акционерное общество открытого типа по производству огнеупоров "Комбинат Магнезит". – № 2000121658/20; заявл. 14.08.2000; опубл. 10.09.2002.
- [2] Патент RU 131477 U1 РФ, МПК G01 F 11/00 (2006.01). Устройство для двухстадийного непрерывного дозирования сыпучих материалов / Авторы: *Першина С.В. и др.* Заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Тамбовский государственный технический университет" ФГБОУ ВПО ТГТУ (RU). – № 2013107871/28; заявл. 21.02.2013; опубл. 20.08.2013, Бюл. № 23.
- [3] Патент RU 2634325 C1 РФ, МПК G01G 11/14 (2006.01). Весовой расходомер-дозатор / Автор: *Шестов Д.А.* (RU). Патентообладатель: Общество с ограниченной ответственностью "Приборы измерения массы" (RU). – № 2016116722; заявл. 28.04.2016; опубл. 25.10.2017, Бюл. № 30.
- [4] Патент SU 1 509610 A1 РФ, МПК G01G 11/00. Весовой дозатор непрерывного действия / Автор: *Чубинидзе Ш.А.* Заявитель и патентообладатель: Научно-производственное объединение «Автоматпром». – № 4346217/24-10; заявл. 21.12.1987; опубл. 23.09.1989, Бюл. № 35.
- [5] Патент SU 509791 A1 РФ, МПК G01G 11/12(2006.01). Весовой дозатор непрерывного действия / Авторы: *Бау М.М. и др.* Заявитель и патентообладатель: Всесоюзный научно-исследовательский институт строительного и дорожного машиностроения. – № 2077983/18-10; заявл. 25.11.1974; опубл. 05.04.1976, Бюл. № 13.
- [6] Патент SU 746197 A1 РФ, G01G 11/12(1990.01). Весовой дозатор непрерывного действия / Авторы: *Ерошкин А.С. и др.* Заявитель и патентообладатель: Научно-исследовательский и конструкторский институт испытательных машин, приборов и средств измерения масс. – № 2533404/18-10; заявл. 04.10.78; опубл. 07.07.1980, Бюл. № 25.
- [7] Пат. SU 1045000 A1 РФ, G01G 11/12(2006.01). Весовой дозатор непрерывного действия / Авторы: *Альтман И.А. и др.* Заявитель и патентообл.: Одесское производственное объединение "Точмаш". – № 3385332/18-10; заявл. 18.01.1982; опубл. 30.09.83, Бюл. № 36.

- [8] Патент SU 939953 A1, G01G 11/16(2006.01). Весовой дозатор непрерывного действия / Авторы: Ерошкин А.С. и др. Заявитель и патентообладатель: Научно-исследовательский и конструкторский институт испытательных машин, приборов и средств измерения масс. – № 3215337/18-10; заявл. 09.12.1980; опубл. 30.06.82, Бюл. № 24.
- [9] Бахадиров Г.А., Умаров Б.Т., Гулматов А.Б. Саралаш пунктлари учун автоматик бош қариладиган транспортёр // Научно-технический журнал ФерПИ. 2023, Т.27, спец. вып. №10. С. 30-36.
- [10] Жуковичкий В.И. Основы теории и принципы построения автоматических весоизмерительных комплексов в горнорудной промышленности. Донецк. М-во образования и науки Украины; Нац. горн. ун-т., 2014. – 243 с.
- [11] Конвейерные весы // Р.Ж. Метрология и измерительная техника. 1975, № II. Реф. 11.32.259.

Дата поступления
19.12.2024

Гулматов А.Б. Конвейер тасмасидаги юкларни битта роликли торозиларда тортиш тамойили.

Аннотация. Уйбу мақолада саралаш пунктларида картошка, пйёз ва мева-сабзавотларни бир зонадан кейинги зонага узатишда фойдаланиладиган автоматик бошқариладиган конвейер тасмасининг битта роликлига тушаётган масса миқдорини ўлчаш ҳамда таъсир қилаётган босим кучи аниқлаш ҳақида маълумотлар бериб ўтилган. Мақолада келтирилган усулдан фойдаланиб картошка массасини ўлчашда тензодатчиклардан фойдаланиб, улар орқали қабул қилинган сигналларни қайта ишлаб бункернинг кўтарилиш бурчаги ҳамда конвейер тасмасининг чизиқли тезлигини бошқаришимиз мумкин бўлади. Вақт бирлиги ичида тасма устида тасма билан биргаликда ҳаракатланаётган картошка оғирлик ўлчаш зонасидан ўтаётган масса миқдори бир меърада ўтишини бошқаришимиз мумкин бўлади. Саралаш зонасидаги жараёнларни автоматлаштиришимиз кўл меҳнатини камайтиришига ҳамда саралаш жараёни сифатли даражада амалга оширишимизга ёрдам беради.

Калит сўзлар: ролик, чизиқли масса, юк, датчик, конвейер тасмаси, сигнал, ўлчов қурилмаси.

Гулматов А.Б. Принцип взвешивания грузов на ленточном конвейере на однороликовых весах.

Аннотация. В данной статье приведены сведения об измерении количества массы, падающей на один ролик автоматически управляемой конвейерной ленты, используемой при сортировке картофеля, лука, фруктов и овощей из одной зоны в следующую, и определении действующей на нее силы давления. Используя представленный в статье метод, мы можем контролировать угол подъема бункера и линейную скорость конвейерной ленты путем обработки сигналов, получаемых через тензодатчики при измерении массы картофеля. Также можем контролировать количество массы, проходящей через зону взвешивания картофеля, движущегося вместе с лентой, в единицу времени. Наша автоматизация процессов на участке сортировки помогает сократить ручной труд и провести процесс сортировки на качественном уровне.

Ключевые слова: ролик, погонная масса, нагрузка, датчик, конвейерная лента, сигнал, измерительное устройство.

UDC 532

CALCULATION OF NATURAL CONVECTION AND RADIATOR HEATING USING COMSOL MULTIPHYSICS SOFTWARE

Ravshanov Sh.A.

Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures named after M.T.Urazbaev, Uzbekistan Academy of Sciences

E-mail: Ravshanov@mail.ru

Abstract. This study addresses the issue of hot water supply to significant heights without the need for pumps, utilizing natural convection. As energy demand continues to rise each year, developing energy-efficient solutions for various devices has become increasingly urgent. This work examines the potential for using natural convection to supply hot water to high-rise buildings. For this analysis, we utilized the COMSOL Multiphysics software, which is well-regarded for its robust capabilities in engineering simulations.

Keywords: COMSOL Multiphysics, water, gas, electricity and heat energy, modeling.

Introduction. Great attention is paid worldwide to providing comfortable living and working conditions. As industries and housing development grow, along with improvements in landscaping and sanitary conditions, there is a significant increase in the consumption of water, gas, electricity, and heat energy to meet economic and production needs. To address these needs, new utility networks are being constructed, and existing systems are being modernized and automated. This modernization significantly reduces capital investment and encourages the exploration of system reserves to ensure that both the population and economic infrastructure have access to the necessary resources.

This study examines the issue of supplying hot water to a certain height without pumps, mainly by natural convection. Convective heat exchange, which is the transfer of heat in moving fluids or gases, occurs through two main mechanisms: convective transfer and thermal conductivity. In this process, heat propagates through space as a result of fluid flow from areas of higher

temperature to areas of lower temperature, as well as through the thermal motion of microparticles and the exchange of kinetic energy between them.

The intensity of convective transfer in non-conductive media is significantly higher than that of thermal conductivity. As a result, thermal conductivity primarily influences heat transfer in laminar flow, specifically in the direction perpendicular to the flow of the medium. In contrast, thermal conductivity plays a more crucial role in the convective transfer of conductive media, such as liquid metals, which notably impacts heat transfer along the direction of fluid flow. In turbulent flow, heat transfer is primarily driven by the pulsating movement of turbulent vortices within the fluid flow. The involvement of thermal conductivity in convective transfer processes means that these processes are substantially influenced by the thermo-physical properties of the medium, including thermal conductivity, heat capacity, and density.

This study focuses on the convective movement of liquid within a closed, narrow circular tube. We observed how fluid layers moved under conditions of uneven heating at various heating rates. Additionally, we measured the temperature of the liquid layers at different points along the tube and provided a theoretical explanation for the observed processes and phenomena.

Convection is a method of heat transfer in which energy is transferred through the movement of the substance itself. The natural convection occurs spontaneously when a substance is heated unevenly in a gravitational field. In this process, the lower layers of the substance heat up, become lighter, and rise, while the upper layers cool down, become heavier, and sink. This cycle continues repeatedly. Under certain conditions, the mixing process can self-organize into a pattern of individual vortices, forming a regular arrangement of convection cells.

Convection can be categorized into two types: laminar and turbulent convection.

Many atmospheric phenomena, including cloud formation, are a result of natural convection. This same process also drives the movement of tectonic plates. Additionally, convection plays a role in the appearance of granules on the Sun's surface. In contrast, forced convection refers to the movement of a substance caused by external forces, such as pumps or fan blades. This method is employed when natural convection is not effective enough.

Types of convection:

1. Natural convection - heating/cooling of liquid, air in a room, water in the ocean, stable winds (trade winds, monsoons).
2. Forced convection - mixing liquid or gas (with a stirrer, spoon, pump, and fan).

Recently, there has been a growing interest in studying natural convection in vertical channels. These flow patterns are commonly used in practical applications related to thermal physics, such as cooling electronic components and solar collectors. Understanding these processes is crucial for developing passive cooling methods for power facilities, including nuclear reactors. The primary research on natural convection between vertical plates and in flat channels is documented in studies [1-8].

A comprehensive review of this topic is provided in references [9, 10]. The publications mentioned focus on laminar flows under various thermal boundary and geometric conditions. However, there are significantly fewer studies on turbulent natural convection in closed layers [11-16]. Additionally, free-convective flow and heat transfer between parallel plates with open upper and lower boundaries in the turbulent regime remain insufficiently explored. In reference [12], the authors developed a numerical model to analyze turbulent flow and heat transfer in a vertical flat channel with one heated wall and the other adiabatic. They employed the low-Reynolds $k-\epsilon$ turbulence model combined with solutions to the thermal problem. This study resulted in correlation relations for integral heat transfer and gas flow through the channel.

The authors of [13] presented experimental data on velocity profiles and flow visualization for symmetric and asymmetric wall heating. Their results indicate a significant impact of boundary

conditions on the flow field. In [14], the flow within a channel with symmetric heating was examined, providing average velocity profiles measured at three different heights for various channel elongations.

In [15], experimental and numerical studies were conducted on turbulent natural convection in vertical flat channels with asymmetric heating. One wall of the channel was maintained at a constant temperature, while the opposite wall, made of transparent material, was subjected to uncontrolled thermal conditions.

In [16], the authors provided experimental data on natural convection in an asymmetrically heated vertical flat channel, utilizing a Particle Image Velocimetry (PIV) system. In this case, one wall of the channel was heated above the ambient temperature, while the opposite wall was cooled.

This article focuses on the numerical study of laminar natural convection in symmetrically and asymmetrically heated vertical channels.

The density of any liquid or gas changes with temperature. When a part of the substance heats up and its temperature rises, its density decreases. This decrease in density causes the substance to rise. As a result, hot water rises while cool water falls. Warm liquid rises because it is less dense, whereas colder, denser liquid sinks. The gravitational force drives natural convection, creating circulation within the fluid.

When there are hot and cold zones in an area, a continuous flow forms within the liquid or gas. Warm masses move upward, while cold masses move downward, initiating circulation in the medium.

Statement of the problem. Basic equations. In this article, we consider the process of natural convection, fluid movement, and temperature changes in water in a cylindrical pipe.

A vertical pipe with a radius of 1 cm and a length of 5 cm is heated at 100°C from the bottom. The heat transfer coefficient for the side surface and upper base is 20 W/m²K (Fig. 1)

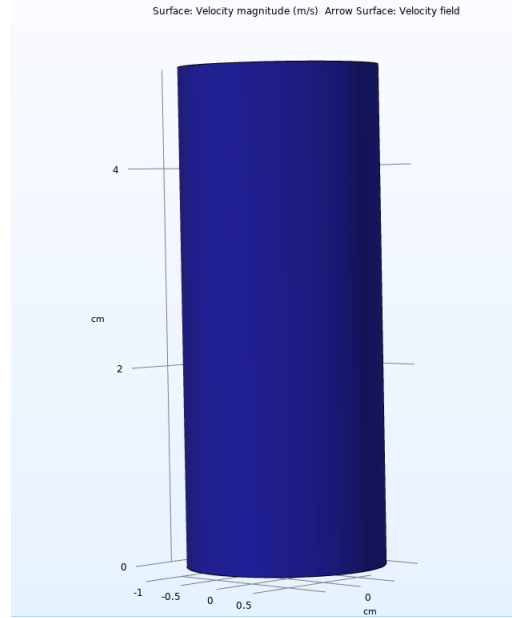


Fig.1. Geometry of the general view of the vertical pipe

Natural convection is modeled based on the Navier-Stokes equations, heat diffusion equations, and Boyle-Marriott's laws.

These equations mathematically describe fluid flow considering density, velocity, pressure, and external forces. For natural convection, the density must depend on the temperature:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0$$

Extended Boyle's Law is:

The following formula is used to show the relationship between density and temperature:

$$\rho(T) = \rho_0(1 - \beta(T - T_0)).$$

Here:

$\rho(T)$ is the temperature-dependent density, ρ_0 is the initial density, β is the thermal expansion coefficient of the fluid.

The Grashof number measures the forces (i.e., density and temperature differences) that drive convection currents. This indicator compares the forces of internal gravity with the forces of viscosity:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_h - T_c) \cdot L^3}{\nu^2}.$$

Here g – is the free fall acceleration, T_h and T_c - are hot and cold temperatures. L – is the characteristic length, ν – is the kinematic viscosity. A high Grashof number indicates a strong convection intensity, which correlates with an increased flow rate.

The Rayleigh number is defined as the product of the Grashof number and the Prandtl number: $Ra = Gr \cdot Pr$.

Here, the Prandtl number is the ratio of thermal diffusivity to momentum diffusivity: $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$, α – is the heat dissipation coefficient.

When the Rayleigh number exceeds 1708, natural convection initiates, leading to an increase in flow intensity.

Fluid mechanics and convection processes are modeled based on the Navier-Stokes equations, which describe the fundamental physical processes associated with hydrodynamics and heat exchange.

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-pI + K] + F + \rho g, \\ \rho \nabla \cdot u = 0, \quad K = \mu(\nabla u + (\nabla u)^T). \end{cases}$$

Here, $\rho \frac{\partial u}{\partial t}$ shows how the fluid or gas rates change with time, $\rho(u \cdot \nabla)u$ - is related to the convective flow of liquid and shows the inertial forces arising in the flow due to the velocity gradient, $\nabla \cdot [-pI + K]$ - refers to internal forces, pI – is the effect of pressure gradient, K – is the internal viscosity force (stress tensor), in $F + \rho g$, F represents external forces, and ρg represents the impact of the gravitational force.

These equations explain the fluid flow, the effects of internal and external forces on the flow, and the role of viscosity.

Results. Navier-Stokes equations are used in the analysis of the atmosphere, water flows, heat exchange, and technological processes. Viscosity and gravity play an important role in natural convection.

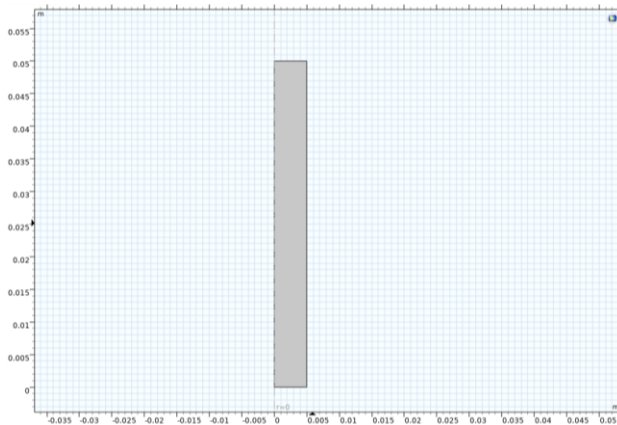


Fig. 2. General view of the calculation domain

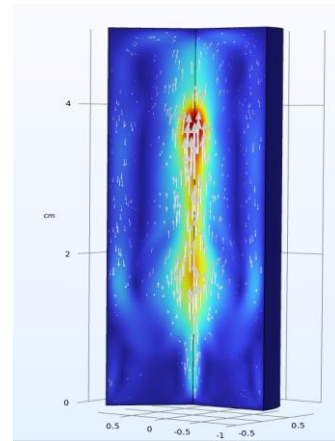


Fig. 3. General view of the movement of a cylindrical fluid

The graphs above show the motion of a fluid under the influence of convection in a two-dimensional symmetrical view. We can see that the motion of the fluid accelerates as time passes.

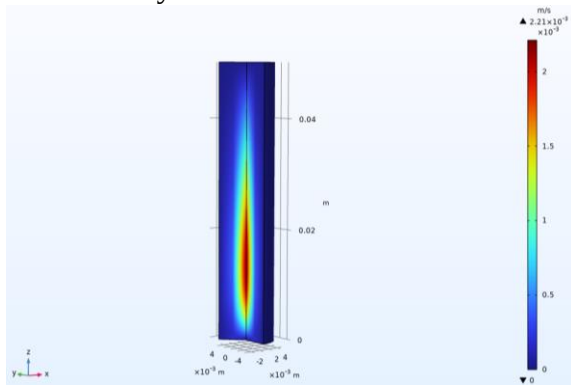


Fig.4. Modulus of the 3D velocity vector at $t=100$ s

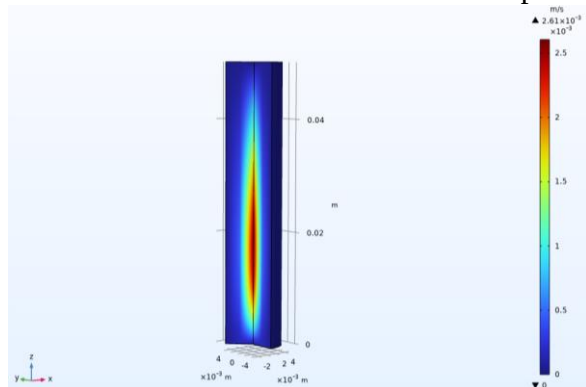


Fig.5. Modulus of the 3D velocity vector at $t=200$ s

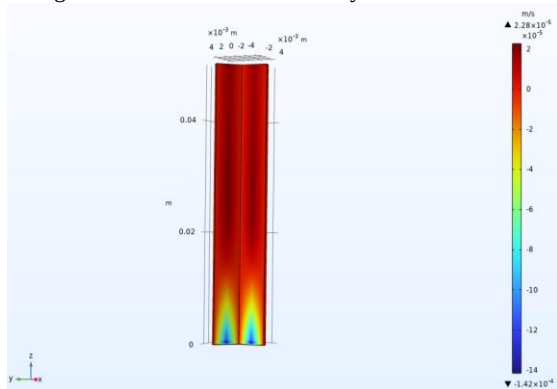


Fig.6. 3D Longitudinal velocity at $t=100$ s

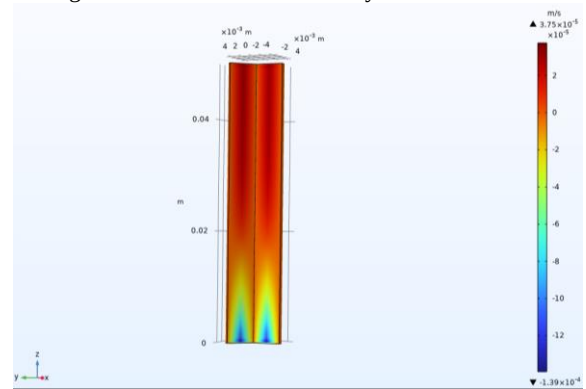


Fig.7. 3D Longitudinal velocity at $t=200$ s

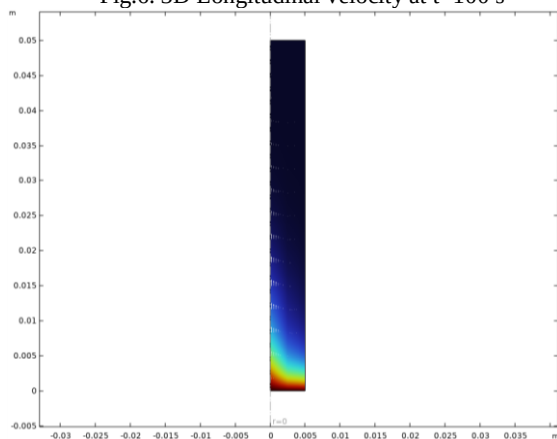


Fig.8. 3D Temperature at $t=100$ s

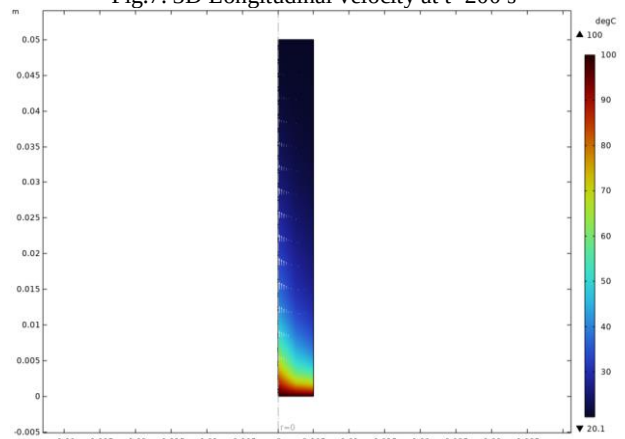


Fig.9. 3D Temperature at $t=200$ s

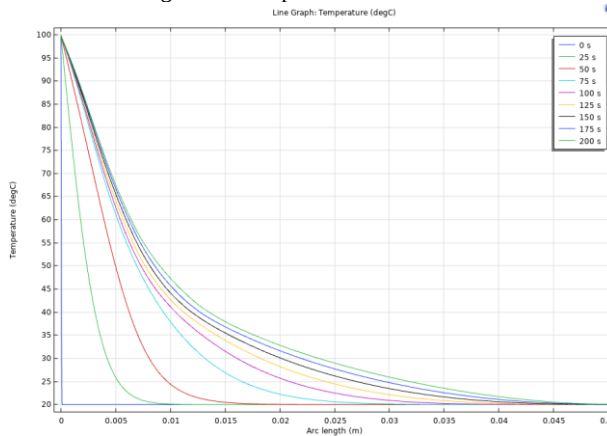


Fig.10. Change in temperature between bottom and top.

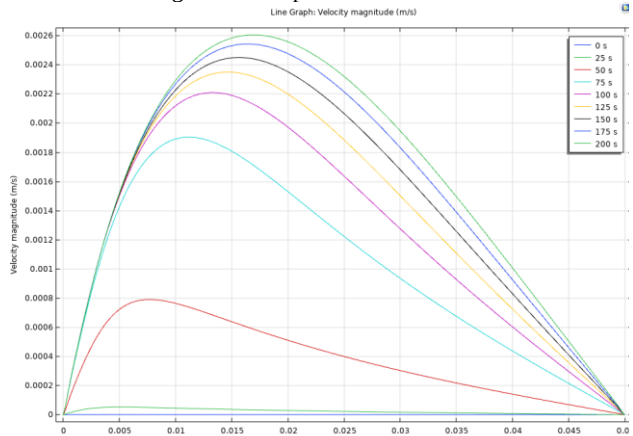


Fig. 11. Change in velocity

The graphs illustrate changes in fluid rate and temperature over 200 seconds, showing how the fluid moves when heated and how its motion is influenced by heat loss to the surrounding environment.

Initially, as the fluid is heated, its temperature rises, leading to a decrease in density. This decrease causes the heated liquid to rise due to natural convection. However, as the fluid comes into contact with the surrounding environment, it gradually loses heat, which results in a drop in temperature. As the liquid cools, its density increases, causing it to move downward once again.

From the velocity graph, we see that the liquid's velocity initially rises sharply. This increase occurs because the liquid is heated quickly, causing it to expand and ascend. Over time, as heat loss takes place and the liquid begins to cool, its movement slows down. When the liquid reaches its peak position, its velocity decreases to zero, halting the upward motion. Eventually, as the fluid continues to lose heat and cool further, it begins to move downward, repeating the cycle.

This continuous cycle indicates the presence of a convection current within the liquid, where warmer liquid rises and cooler liquid sinks. This phenomenon is commonly observed in various natural and industrial processes, such as water heating systems, atmospheric air circulation, and ocean currents.

Conclusion. Optimizing convection intensity in heating and cooling systems is crucial for improving energy efficiency. By enhancing convection processes, heat can be transferred more effectively, which reduces energy consumption and increases overall system performance. This principle is widely applied in industrial and household heating, ventilation, and air conditioning (HVAC) systems, where efficient heat exchange leads to lower operational costs and improved sustainability.

When convection intensity is high, heat spreads more quickly and evenly, promoting efficient heat exchange. This principle is essential in electronics and various industrial processes such as metallurgy, chemical manufacturing, and energy production, where precise thermal management is crucial. In large-scale industrial applications and small household appliances, enhancing convection-based heat transfer can help optimize efficiency, reduce energy waste, and improve the overall reliability of the system.

By understanding and applying the principles of convection, advancements in technology and environmental science can lead to more sustainable and energy-efficient solutions across a wide range of applications.

This research was conducted with budgetary funding of Institute of mechanics and seismic stability of structures named after M.T. Urazbaev, Uzbekistan Academy of Sciences.

REFERENCES

1. *Elenbaas W.* Heat dissipation of parallel plates by free convection // *Physica*. 1942, Vol. 9, No. 1. P. 1–28.
2. *Бодойя Д.К., Остерл Д.Ф.* Развитие естественной конвекции между нагретыми вертикальными пластинами // *Тр. Америк. об-ва инж.-мех. Сер.: Теплопередача*. 1962, № 1. С. 52–56.
3. *Aung W., Fletcher L.S., Sernas V.* Developing laminar free convection between vertical flat plates with asymmetric heating // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1972, Vol. 15, No.11, pp. 2293–2308.
4. *Спэрроу Е.М., Бахрами П.А.* Экспериментальное исследование теплоотдачи свободной конвекцией от вертикальных параллельных пластин, разделенным открытым или закрытым сбоку промежутком // *Тр. Америк. об-ва инж.-мех. Сер.: Теплопередача*. 1980, № 2. С. 42–51.
5. *Miyatake O., Fujii T.* Free convection heat transfer between vertical parallel plates – one plate isothermally heated and the other thermally insulated // *Heat Transfer–Jap. Res.* 1972, Vol. 1, pp. 30–38.
6. *Kettleborough C.F.* Transient laminar free convection between heated vertical plates including entrance effects // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1972, Vol. 15, No 5, pp. 883–896.
7. *Tanda G.* Experiments on natural convection from two staggered vertical plates // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1995, Vol. 38, No. 3. pp. 533–543.
8. *Webb B.W., Hill D.P.* High Rayleigh number laminar natural convection in an asymmetrical heated vertical channel // *ASME J. Heat Transfer*. 1989, Vol.111, No.3, pp. 649–656.
9. *Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Cho Y.I.* Handbook of heat transfer. New York. McGraw-Hill, 1998. –1344 p.
10. *Olsson C.-O.* Prediction of Nusselt number and flow rate of buoyancy driven flow between vertical parallel plates // *ASME J. Heat Transfer*. 2004, Vol. 126, No. 1, pp. 97–104.
11. *Шеремет М.А.* Математическое моделирование турбулентных режимов сопряженной термогравитационной конвекции в замкнутой области с локальным источником тепла // *Теплофизика и аэромеханика*. 2011, Т.18, № 1. С. 117–131.

12. Fedorov A.G., Viskanta R. Turbulent natural convection heat transfer in an asymmetrically heated, vertical parallel-plate channel // Int. J. Heat Mass Transfer. 1997, Vol. 40, No.16. pp. 3849-3860
13. Habib M.A., Said S.A.M., Ahmed S.A., Asghar A. Velocity characteristics of turbulent natural convection in symmetrically and asymmetrically heated vertical channels // Exp. Thermal and Fluid Sci. 2002, Vol. 26, pp. 77-87.
14. Ayinde T.F., Said S.A.M., Habib M.A. Experimental investigation of turbulent natural convection flow in a channel // Heat and Mass Transfer. 2006, Vol. 42, No.3, pp. 169-177.
15. Yilmaz, T., Fraser S.M. Turbulent natural convection in a vertical parallel – plate channel with asymmetric heating // Int. J. Heat Mass Transfer. 2007, Vol. 50, No.13-14, pp. 2612-2623.
16. Ayinde T.F., Said S.A.M., Habib M.A. Turbulent natural convection flow in a vertical channel with antisymmetric heating // Heat and Mass Transfer. 2008. Vol. 44, No.10. pp. 1207-1216.

Дата поступления
14.12.2024

Равишанов Ш.А. COMSOL Multiphysics ёрдамида иссиқлик радиаторларида табиий конвекция жараёнини ҳисоблаш

Аннотация. Ушбу мақолада иссиқ сувни ҳеч қандай насоссиз маълум баландликка чиқариш муаммоси асосан табиий конвекция орқали қўриб чиқилди. Ҳозирги вақтда энергияга бўлган талаб йил сайин ортиб бормоқда, шунинг учун қурилмаларнинг энергия тежамкор усуллари ишлаб чиқиш ёки уларнинг ўрнини босадиган механизмларни яратиш долзарб масалалардан биридир. Шу сабабли, мақолада кўп қаватли биноларга иссиқ сув чиқариш учун табиий конвекциядан фойдаланиш масаласи ўрганилди. Бунинг учун Comsol Multiphysics дастурий воситаси танланган, чунки бу пакет дастурий таъминот муҳандислиги бўйича тадқиқотлар учун яхши натижаларни ўз ичига олади.

Калит сўзлар: COMSOL Multiphysics, сув, газ, электр ва иссиқлик энергияси, моделиштириш.

Равишанов Ш.А. Расчет естественной конвекции в радиаторах отопления с использованием COMSOL Multiphysics

Аннотация. В данной статье рассматривалась проблема подачи горячей воды на определенную высоту без использования насосов, в основном, за счет естественной конвекции. В настоящее время потребность в энергии растет с каждым годом, поэтому одним из актуальных вопросов является разработка энергоэффективных методов устройств или создание механизмов, их заменяющих. Поэтому в данной работе исследовался вопрос использования естественной конвекции для подачи горячей воды в высотные здания. Для этого был выбран программный инструмент COMSOL Multiphysics, так как этот пакет дает хорошие результаты при исследований в области программной инженерии.

Ключевые слова: COMSOL Multiphysics, вода, газ, электро- и тепловая энергия, моделирование.



К 75 – ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ КЕНЕСБАЯ ИБРАИМОВИЧА БАЙМАНОВА

17 июля 2024 г. исполнилось 75 лет со дня рождения и 55 лет производственной и научно-педагогической деятельности известного ученого в области гидравлики и гидротехники, доктора технических наук, профессора Кенесбая Ибраимовича Байманова.

После окончания в 1970 г. Ташкентского института инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства (ныне Национальный исследовательский университет "Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства") по специальности «Гидротехническое строительство речных сооружений и гидроэлектростанций». К.И.Байманов работал в управлении «Тахиаташгидроэнергостроя» в должности мастера основных сооружений.

В период 1972 – 1992 гг. он работал инженером, младшим научным сотрудником, старшим научным сотрудником и возглавлял группу в Каракалпакском отделе НПО САНИИРИ по гидравлическим и гидротехническим исследованиям. К.И.Байманов в эти годы занимался широким кругом вопросов. Исследования гидравлического и наносного режимов, каналов при плотинном водозаборе на реке Амударье составили предмет его кандидатской диссертации, которую он защитил во ВНИИГиМ в 1990 г. К.И.Баймановым проведены комплексные исследования движения наносов, процесса саморазрыва, кинематической структуры потока и гидравлических сопротивлений, открытых взвесеносущих потоков, а также русловых процессов в бьефах водозаборных гидроузлов.

С 1992 г. на протяжении более 10 лет К.И.Байманов возглавлял коллектив преподавателей новых кафедр, организованных при инженерно-строительном факультете: «Общественные дисциплины» (1992-1993), «Водоснабжение и канализация» (1994-1998) и «Общее строительство» (2004-2008) Каракалпакского государственного университета. Он вел учебную, методическую и воспитательную работу по подготовке инженерных кадров, передавая огромный опыт научной, проектной и строительной деятельности.

В период 1998-2001 гг. его работа была посвящена актуальной проблеме проектирования деформируемых каналов и сооружений, а также эксплуатации крупных гидроузлов и оросительных систем, которая в последующем легла в основу его докторской диссертации, успешно защищенной в 2006 г. (в ТИИИМСХ). В 2007 году ему было присвоено почетное научное звание профессора.

За период своей научно-педагогической деятельности он опубликовал более 200 научных работ, в том числе 8 монографий и 4 учебника, 2 методических пособия.

Основные публикации:

1. Гидрометрические наблюдения и учет водных ресурсов на водохозяйственных объектах. Нукус: Каракалпакстан, 1992. – 202 с.
2. Потери воды в каналах и их учет. Нукус: Каракалпакстан, 1994. – 160 с.
3. Пропускная способность русел мелиоративных каналов низовьев Амударьи. Нукус: Каракалпакстан, 1996. – 144 с.
4. Потоки в деформируемых открытых руслах. Нукус: Каракалпакстан, 2008. – 352с.
5. Suyuqlıq hám gaz mexanikası (Gidravlika). Toshkent: Noshir nashriyoti, 2018, – 324 b.
6. Теоретические и методические основы эксплуатационной гидрометрии. Нукус: «LIMPAZ». 2022. – 248 с.
7. Натурные исследования и расчет транспорта наносов в открытых потоках. Нукус. Вестник ККОАН РУз. 2024, №2, – С.17-23.

За период работы (1975 – 2000 гг.) в САНИИРИ и КГУ Байманов К.И. выполнил большой объем госбюджетных и хоздоговорных научно-исследовательских работ (более 20 тем), где являлся научным руководителем и ответственным исполнителем.

По результатам этих многолетних исследований он разработал рекомендации по: гидравлическому расчету земляных каналов, транспортирующих наносы; улучшению эффективности эксплуатации отстойников и условий водозаборов Тахиаташского гидроузла; расчету объемов деформации и др. Результаты исследований внедрены в производство управлением Каракалпакводхоз, Тахиаташским гидроузлом, "БВО Амударья" и проектными институтами.

Байманов К.И., как ведущий специалист в области гидравлики, приняв концепции возникновения в турбулентном потоке крупномасштабных пульсационных возмущений и поперечных циркуляционных течений, разработал методики расчета больших земляных каналов, взвешивающей способности потока и гидравлических сопротивлений. Разработал новую кинематическую классификацию режимов движения насосов в условиях, подверженных влиянию урбанизации при зарегулированном стоке, которая позволяет прогнозировать возможные русловые процессы в реках и каналах.

К.И.Байманов – один из активных ученых по подготовке бакалавров и магистров в вузовской системе республики. Им сформирована научная школа по исследованию гидравлических и русловых процессов технической направленности. Он ежегодно становится научным руководителем дипломных проектов студентов и магистрантов, а также научным руководителем аспирантов и соискателей КГУ. В настоящее время он руководит пятью магистрантами и двумя докторантами. К.И.Байманов подготовил 5 докторов философии (PhD) по техническим наукам.

К.И.Байманов является членом редколлегий журналов «Вестник КГУ имени Бердаха» и The American journal of Engineering and Technology.

Научный труд профессора К.И.Байманова отмечен почетным званием «Заслуженный наставник молодежи» Республики Каракалпакстан.

Друзья, коллеги по работе, многочисленные ученики поздравляют **Кенесбая Ибраимовича Байманова** с юбилеем и желают крепкого здоровья и дальнейших успехов в подготовке высококвалифицированных молодых строителей.

**Проректор по научной работе и инновации КГУ,
докт. геог. наук., проф. Турдымамбетов И.**

ПРОФЕССОР ИНДИАМИНОВ РАВШАН ШУКУРОВИЧ 60 ЁШДА



2025 йил 15 апрель куни Деформацияланувчан қаттиқ жисм механикаси соҳасида етук олим, физика-математика фанлари доктори, профессор Индияминов Равшан Шукуровичга 60 йил, сермахсул илмий ва педагогик фаолиятига 35 йил тўлди.

Профессор Р.Ш.Индияминов 1965 йилда Самарқанд вилоятининг гўзал ва қадимий Қўшработ туманида дунёга келди. 1989 йили Самарқанд давлат университетининг физика факультетини муваффақиятли тамомлагач, ўз билимини янада чуқурлаштириш мақсадида 1990-1993 йилларда Т.Г.Шевченко номидаги Киев давлат университетидида мақсадли аспирантурада таҳсил олди. У ерда назарий механиканинг долзарб муаммоларини чуқур ўрганиб, 1993 йилдаёқ физика-математика фанлари номзоди илмий даражасини муваффақиятли ҳимоя қилди.

Равшан Шукуровичнинг меҳнат фаолияти Самарқанд давлат университети билан чамбарчас боғлиқ бўлиб, у 1993-2004 йилларда ушбу даргоҳнинг “Механика” кафедрасида ассистент, сўнгра доцент лавозимларида фаолият юритди. Ўз касбига содиқлиги, талабаларга бўлган меҳрибонлиги ва билим беришга бўлган иштиёқи унинг шоғирдлари қалбида доимо чуқур из қолдирди. 2005-2010 йилларда Ўзбекистон Фанлар академияси Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида докторантурада таҳсил олиш жараёнида профессор Р.Ш.Индияминов деформацияланувчан қаттиқ жисмлар механикасининг муҳим йўналишлари бўйича фундаментал тадқиқотлар олиб борди ва кейинчалик ушбу институтда катта илмий ходим сифатида ўз фаолиятини давом эттирди.

2011 йилдан бошлаб Равшан Шукуровичнинг фаолияти ахборот технологиялари соҳаси билан уйғунлашди. У Тошкент ахборот технологиялари университетининг Самарқанд филиалида доцент лавозимида илмий-педагогик фаолиятини давом эттириб, ёш авлодга замонавий билимларни бериш йўлида фидокорона меҳнат қилди. 2014 йили Ўзбекистон Республикаси Фанлар академиясининг академиги, забардаст олим Т. Ш. Ширинкулов ва Киевлик профессор Л. В. Мольченколарнинг илмий маслаҳатчилиги остида “Ортотроп электр ўтказувчанликни ҳисобга олган ҳолда ток айланма қобик магнитоэластиклиги назариясини ривожлантириш” мавзусидаги докторлик диссертациясини муваффақиятли ҳимоя қилиб, физика-математика фанлари доктори илмий даражасига сазовор бўлди.

Профессор Р.Ш.Индияминов 2014-2017 йилларда Тошкент ахборот технологиялари университети Самарқанд филиалининг “Компьютер тизимлари” кафедраси мудири, 2017-2018 йилларда эса “Компьютер инжиниринги” факультети декани лавозимларида самарали ишлади. 2018 йилдан ҳозирги кунга қадар Тошкент ахборот технологиялари университети Самарқанд филиалининг “Табиий фанлар” кафедраси профессори лавозимида ўз илмий-педагогик фаолиятини муваффақиятли давом эттириб келмоқда.

Профессор Р.Ш.Индияминовнинг илмий тадқиқотларининг асосий йўналиши ток ташувчи пластинка ва қобикларнинг чизиклимас магнитоэластиклиги муаммоларини ривожлантиришга қаратилган. Унинг тадқиқотлари кучланганлик-деформацияланганлик ҳолатини чуқур таҳлил қилишга имкон берувчи магнитоэластиклигининг янги синф масалаларини математик моделлаштириш ва уларни самарали ечиш, анизотроп электр ўтказувчанлик, магнит ва диэлектрик сингдирувчанликларни ҳисобга олган ҳолда анизотроп айланма қобикларда электромагнит эффектларни таҳлил қилиш каби муҳим ва долзарб вазифаларни ўз ичига олади. Олиб борилган фундаментал тадқиқотлар натижасида илм-фанга янги назарий қондалар мажмуи тақдим этилди. Жумладан, илк маротаба анизотроп электр ўтказувчанлик, магнит ва диэлектрик сингдирувчанликларни, шунингдек, геометрик чизиклимаслиқни ҳисобга олган ҳолда ток ташувчи қобикларнинг магнитоэластиклигига оид боғлиқ динамик масалаларнинг математик қўйилиши шакллантирилди ва бундай ток ташувчи ортотроп қобикларнинг чизиклимас икки ўлчамли модели яратилди. Ушбу муваффақият деформацияланувчан қаттиқ жисмлар механикаси соҳасида янги илмий йўналишни шакллантириш ва ривожлантиришдаги муҳим кадам бўлди. Шунингдек, анизотроп электр ўтказувчанликни ҳисобга олган ҳолда юпка анизотроп ток ташувчи айланма қобик магнитоэластиклигининг боғлиқ чизиклимас масалаларини ечишнинг ноёб услубияти ва алгоритмлари яратилганлиги профессор олиб борган тадқиқот ишларининг салмоқли натижаларидан бири ҳисобланади.

Профессор Р.Ш.Индияминовнинг илмий изланишлари нафақат назарий аҳамиятга эга, балки амалиётга ҳам кенг жорий этилган. Олинган назарий натижалар Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси ва бошқа илмий муассасалар томонидан амалга оширилган фундаментал лойиҳаларда ностационар механик ва электромагнит юкланишлар таъсири остида бўлган анизотроп пластинка ва қобикларнинг деформацияланишининг чизиклимас назарияларини ривожлантиришда муваффақиятли қўлланилган.

Меҳнат фаолияти давомида профессор Р.Ш.Индияминов 7 та давлат гранти (ФА-Ф8-Ф089, Ф4-ФК-0-11951-Ф4-024, Ф4-ФА-Ф049, ФПИ АН РУз. №48-08, А-5-030, БВ-Ф4-014 ва АЛ-9224104266) асосида муҳим илмий тадқиқотларни муваффақиятли олиб борган.

Профессор Р.Ш.Индияминов ўз илмий-педагогик фаолияти давомида жами 200 га яқин илмий иш чоп эттирган бўлиб, улар орасида 4 та ўқув қўлланма ва 15 та ўқув-услубий қўлланмалар ҳам мавжуд. Сўнгги 5 йил ичида эса 60 та илмий иш, жумладан, 34 таси нуфузли халқаро журналларда нашр этилганлиги унинг илмий салоҳияти ва халқаро миқёсдаги эътирофининг ёрқин далилидир.

Профессор Р.Ш.Индияминовнинг илмий-педагогик фаолияти ҳам нихоятда самаралидир. У ўз фаолияти давомида 25 нафардан ортиқ магистрлик ва 7 нафар PhD диссертация ишларига илмий раҳбарлик қилган ва ҳозирда ҳам ёш тадқиқотчиларга ўз билим ва тажрибасини бағишлаб келмоқда. Унинг раҳбарлигида 3 нафар шоғирди физика-математика бўйича фалсафа доктори (PhD) илмий даражасини муваффақиятли ҳимоя қилган. Профессор Р.Ш.Индияминов илмий даражалар берувчи Илмий Кенгашлар ва улар қошидаги Илмий Семинарларнинг фаол аъзоси сифатида ҳам жамоатчилик ишларида муносиб иштирок этиб келмоқда.

Равшан Шукурович халқаро, республика ва олий таълим муассасалари миқёсидаги кўплаб илмий ва илмий-услубий анжуманларда ўз маърузалари билан фаол иштирок этган, илмий жамоатчилик ўртасида катта обрўга эга. Тошкент ахборот технологиялар университетининг Самарқанд филиали жамоат ишларидаги фаол иштироки, жамоа, ҳамкасблар ва талабалар ўртасидаги самимий муносабати ва хурмати унинг нафақат етук олим, балки инсон сифатида ҳам юксак фазилатларга эга эканлигини кўрсатади.

“Механика муаммолари” журнали тахририяти профессор Индияминов Равшан Шукуровични 60 йиллик муборак юбилейи билан яна бир бор самимий кутлайди! Унга мустаҳкам соғлиқ, оилавий бахт, фарзандлар ва набиралар камолини кўриш бахтини, серқирра илмий-педагогик фаолиятида янги ютуқлар ва зафарлар тилайди.

“Механика муаммолари” журнали тахририяти.

ЎЗБЕКИСТОН МЕХАНИКЛАР ЖАМИЯТИ ҲАҚИДА

Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институтида 2024 йил 27 майда “Бино ва иншоотларнинг сейсмик хавфсизлигини ва чидамлигини таъминлаш, механиканинг амалий муаммолари” номли халқаро конференцияси бўлиб ўтди. Бунда институт директори проф. К.С.Султанов сўзга чиқиб, ушбу конференция иштирокчиларига ўз миннатдорчилигини билдириб, шу конференция механика соҳасини ривожлантириш мақсадида ташкил қилинганини айтиб ўтди. Механика соҳасидаги олмлари, тадқиқотчиларни жамлаш мақсадида Ўзбекистон Механиклар Жамиятини ташкил қилиш таклифи айтиб ўтилди ва бу таклиф конференциянинг барча иштирокчилари томонидан қўллаб қувватланди. Шу таклифлар асосида жамиятни ташкил қилиш юзасидан ҳужжатлар тайёрланиб, Адлия вазирлигидан рўйхатдан ўтказиш учун юборилди.

Ўзбекистон Механиклар жамияти Адлия вазирлигида 16986-сон билан рўйхатдан ўтказилди ва 2025 йил 21 январдан фаолиятини бошлади.



Adliya vazirligi

(ro'yxatdan o'tkazuvchi organning nomi)

Nodavlat notijorat tashkilotini davlat ro'yxatidan o'tkazilganligi to'g'risida

GUVOHNOMA

16986 -son 2025 yil « 21 » Yanvar

Nodavlat notijorat tashkilot nomi O'ZBEKISTON MEKANIKLAR JAMIYATI

Faoliyat hududi Respublika NNT

(NNT faoliyati tatbiq etiladigan hudud (viloyat, tuman, shahar, shaharcha va ovul))

Tashkiliy-huquqiy shakli 210-Jamoat birlashmasi

(NNTning jamoat birlashmasi, jamoat fondi, muassasasi, assotsiatsiyasi(uyushmasi) va birlashmasi)

KTUT kodi 34167065

STIR kodi 207367711

Faoliyatining asosiy maqsadlari Ўзбекистон механиклар жамиятининг асосий мақсади – олим ва муҳандис-механиклар, механика фани ўқитувчилари, механика ихтисослиги бўйича талабаларнинг ижодий фаоллигини ошириш ва қўллаб-қувватлаш, уларнинг ижодий салоҳиятидан механика ва унинг татбиқларини ривожлантиришда самарали фойдаланишга кўмак бериш, механик билимларни ва механиканинг жамият ривожига аҳамиятини тарғиб қилиш, механика, информатика ва компьютер технологиялари соҳасида замон талабидаги тадқиқотларни рағбатлантириш, аъзоларининг илмий, касбий ва ижтимоий манфаатларини ҳимоя қилишга кўмаклашиш, таълим тизимининг барча босқичларида механика фанининг ўқитилишини такомиллаштиришга ҳисса қўшишдир.

Qo'shimcha ma'lumotlar _____



Жамиятнинг **асосий мақсади** – олим ва муҳандис-механиклар, механика фани ўқитувчилари, механика ихтисослиги бўйича талабаларнинг ижодий фаоллигини ошириш ва қўллаб-қувватлаш, уларнинг механика фанини ҳаётга татбиқ этишига қўмак бериш, механик билимларни ва механиканинг жамият ривожига аҳамиятини ошириш, механика, информатика ва компьютер технологиялари соҳасида замон талабиди тадқиқотларни рағбатлантириш, аъзоларининг илмий, касбий ва ижтимоий манфаатларини ҳимоя қилиш, таълим тизимининг барча босқичларида механика фанининг ўқитилишини такомиллаштиришга қўмаклашишдан иборатдир.

Ташкилот ўз олдига қўйган мақсадларига эришиш учун қуйидаги **вазифаларни** амалга оширади:

механикларнинг касбий малака даражасини сақлаш ва унинг юксалишига қўмаклашиш;

касбий фаолият соҳасида, жумладан, таълим тизимининг барча босқичларида механика фани ўқитилишини ривожлантиришга қаратилган ахборот ва ноширлик фаолиятини амалга ошириш;

механиканинг фундаментал ва татбиқий соҳаларида истиқболли йўналишларни аниқлаш ва бу йўналишларда илмий тадқиқотларни қўллаб қувватлаш;

механикада йўналишларро ҳамда фанлар ўртасидаги соҳаларро алоқаларни мустаҳкамлаш ва мувофиқлаштириш, ОТМ ва ИТМ ларида ва халқ хўжалиги соҳаларида ишлаётган механикларнинг ўзаро алоқаларини мустаҳкамлашга қўмаклашиш;

таълим тизимининг барча босқичларида механикани ўқитиш методологиясини такомиллаштиришга, механика бўйича тегишли дарслик ва ўқув қўлланмаларининг сифатини оширишга қўмаклашиш, уларни тайёрлаш, таҳрир қилиш ва тақриздан ўтказишга ёрдам бериш;

мамлакатнинг механика ва амалий механика соҳасидаги илмий салоҳиятини оширишга қўмаклашиш;

механиканинг илмий ютуқлари ва унинг ташкилот ривожига аҳамиятини омдалаштириш;

салоҳиятли ёшларни механикага жалб қилиш, ёш олимларнинг илмий салоҳиятини ошириш, уларни моддий ва маънавий қўллаб-қувватлаш;

механика соҳасида Ўзбекистондаги илмий мактабларнинг ривожига ҳисса қўиш;

фундаментал ва амалий механика соҳасидаги энг яхши илмий ишларни аниқлаш ва тақдирлаш;

самарали профессионал тажриба алмашишни йўлга қўйиш, механика соҳасидаги илмий курултой, конференциялар, симпозиумлар, мактаб семинарлар, доимий ва даврий семинарлар ташкил этиш (шу жумладан, кенг илмий-техник жамоатчилик ёки чет эл олимлари иштирокида), механик олимпиадалар, талабалар ўртасида сиртки ва телевизион беллашувлар, талабаларнинг энг яхши илмий ишлари конкурсларини ўтказиш;

номдор стипендияларни таъсис этиш ва улар билан илмий ходим изланувчилар ва механика йўналишидаги талабаларни мукофотлаш, механика йўналишидаги номдор стипендиатларнинг ижодий ўсишини мониторинг қилиш;

ноширлик фаолиятини ташкил этиш ва амалга ошириш, журналлар очиш ва нашр этиш, механиканинг алоҳида муаммолари ва бошқа соҳалар бўйича нашрлар, тақвим, буклет, кўкрак нишонлари, бюллетень ва ахборот хабарномаларни чоп этишдан иборат.

Ўзбекистон Механиклар жамияти аъзолигига 18 ёшга тўлган Ўзбекистон Республикаси фуқаролари ва хорижий мамлакатлар фуқаролари қабул қилиниши мумкин. Аъзолик бадали ҳар йилда бир маротаба базавий ҳисоблаш миқдорининг 40% миқдорига тенг қилиб белгиланган. Ташкилот аъзоси бўлмоқчи бўлган шахс ёки меҳнат жамоаси ташкилот раиси номига ариза билан мурожаат этишлари керак. Ҳозирги кунда жамият аъзоларининг сони 100 нафарни ташкил қилади.

ЎЗБЕКИСТОН МЕХАНИКЛАР ЖАМИЯТИ КЕНГАШ ТАРКИБИ

№	Ф.И.Ш.	Иш жойи, лавозими
1.	Мирсаидов Мирзиёд (Раис)	Тошкент ирригация ва кишлоқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институти миллий тадқиқот университети кафедра мудири, т.ф.д., проф., ЎЗР ФА академиги
2	Мардонов Ботир Мардонович (Раис ўринбосари)	М.Т. Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти бош илмий ходими, ф.-м.ф.д., проф.
3	Султанов Карим Султанович (Раис ўринбосари)	М.Т. Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти директори, ф.-м.ф.д., проф.
4	Ҳамдамов Музаффар Муҳиддинович (Илмий котиб)	М.Т. Ўрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти катта илмий ходими, PhD, к.и.х.
5	Мирзаев Сирожддин Зайниевич	Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси Физика-математика ва техника фанлари бўйича вице-президенти, ф.-м.ф.д., проф.
6	Бахрамов Саъдулла Абдуллаевич	Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси Физика-математика ва техника фанлари бўлими раҳбари, ф.-м.ф.д., проф., акад.
7	Қаюмов Абдурахим	Ўзбекистон Республикаси Фанлар академияси Илмий кадрлар бошқармаси бош мутахассиси, т.ф.н., к.и.х.

8	Бахадиров Ғайрат Атаханович	М.Т. Ёрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти бош илмий ходими, т.ф.д., проф.
9	Бегматов Абдували	Ўзбекистон Миллий университети, Механика ва математик моделлаштириш кафедраси профессори, ф.-м.ф.д., проф.
10	Матчанов Рафик Досчанович	СП ООО «AGRIXIM» т.ф.д., проф., акад.
11	Хожметов Гоибназар Хадиевич	М.Т. Ёрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти бош илмий ходими, т.ф.д., проф.
12	Бекмирзаев Диёрбек Абдугаппорович	Вазирлар Маҳкамасининг Сейсмик хавфсизликни таъминлаш масалаларини мувофиқлаштириш бўлими бошлиғи, т.ф.д. (DSc)
13	Ризаев Анвар Абдуллаевич	М.Т. Ёрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти бош илмий ходими, т.ф.д., проф.
14	Ишанходжаев Абдурахмон Асимович	Тошкент давлат Транспорт университети профессори, т.ф.д., проф.
15	Султанов Тохиржон	Андижон қишлоқ хўжалиги ва агротехнологиялар институти ректори, т.ф.д., проф.
16	Исмаилов Вахитхан Алиханович	Ғ.О. Мавлонов номидаги Сейсмология институти директори, т.ф.д., проф.
17	Хўжаёров Бахтиёр	Самарқанд давлат университети, Математик моделлаштириш кафедраси мудири, ф.-м.ф.д., проф.
18	Хўжаев Исматулла Қўшаевич	М.Т. Ёрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти бош илмий ходими, т.ф.д., проф.
19	Халджигитов Абдували Абдусаматович	Ўзбекистон Миллий университети, Механика ва математик моделлаштириш кафедраси профессори, ф.-м.ф.д., проф.
20	Наврузов Куролбай	Урганч давлат университети, Алгебра ва математик инжиниринг кафедраси профессори, ф.-м.ф.д., проф.
21	Сафаров Исмоил Иброхимович	Тошкент кимё -технология институти, Олий математика кафедраси профессори, ф.-м.ф.д., проф.
22	Ахмедов Акрот Бурхонович	Ўзбекистон Миллий университети, Механика ва математик моделлаштириш кафедраси мудири, ф.-м.ф.д.
23	Абиров Рустам Абдуллаевич	М.Т. Ёрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти лаборатория мудири, ф.-м.ф.д.
24	Маликов Зафар Маматқулович	М.Т. Ёрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти лаборатория мудири, т.ф.д., проф.
25	Абдукаримов Рустамхон Алимхонович	Тошкент архитектура-қурилиш университети профессори, ф.-м.ф.д., проф.
26	Юлдашев Шарафитдин Сайфитдинович	Наманган муҳандислик-қурилиш институти профессори, т.ф.д., проф.
27	Алимухамедов Шавкат Пирмухамедович	Тошкент давлат Транспорт университети профессори, т.ф.д., проф.
28	Маткаримов Пахриддин Жураевич	Наманган муҳандислик-технология институти профессори, т.ф.д., проф.
29	Тешаев Муҳсин	И.В.Романовский номидаги Математика институти Бухоро бўлими бош илмий ходими, ф.-м.ф.д., проф.
30	Исмаилова Сабида Исроиловна	М.Т. Ёрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти илмий котиби, т.ф.д., к.и.х.
31	Нишонов Неъматилла Асатиллаевич	М.Т. Ёрозбоев номидаги Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги институти директор ўринбосари, PhD., к.и.х.

СОДЕРЖАНИЕ

Б.М.Мардонов, Н.А.Нишонов, М.Ж.Бердибаев, Н.И. Ботабаев. Колебания двухпролетных железобетонных мостов при действии подвижной нагрузки	3
Э.И.Старовойтов, Д.В.Леоненко, А.Абдусаттаров. Сэндвич-пластина под действием резонансной круговой нагрузки в температурном поле	10
Б.Хужаёров, Т.О.Джиянов, М. С.Зокиров. Дробно-дифференциальная модель пружиняскопластичной фильтрации жидкости в пористых средах.....	16
С.Ходжиев, Х.Х.Аминов, Г.М. Маматалиева. Моделирование и некоторые численные результаты исследования трехмерных турбулентных реагирующих струй на основе уравнений Навье-Стокса.....	23
Н.А.Носирова, М.Э. Мадалиев. Применение нелинейной модели турбулентности для расчета осесимметричной дозвуковой струи.....	31
Ф.Х.Назаров, С.К.Абдухамидов, Д.П. Наврузов. Валидация модели двухжидкой турбулентности в Comsol Multiphysics для двумерного тестового примера плоской пластины с нулевым градиентом давления и сравнение с моделями SA и SST.....	39
А.И.Адилходжаев, Т.Ж.Амиров, Х.Х.Арипов, М.Б.Даулетов. Прогнозирование уступов в цементобетонных покрытиях автомобильных дорог вокруг швов поперечного сжатия	47
У.Х.Ибрагимов, Ш.М.Мирзаев, С.С.Ибрагимов, О.Х.Узоков. Результат моделирования энергетического баланса и численного исследования теплового аккумулятора и солнечного коллектора.....	53
Б.Т. Умаров. Кинематический и динамический анализ механизма в виде шарнирного параллелограмма ременной сортировочной машины.....	58
Т.Я. Хазратова. Экспериментальные диаграммы растяжения хлопковой пряжи до обрыва и определение её нелинейных деформационных характеристик	64
Д.М.Мухаммадиев, Ф.Х. Ибрагимов, Н.К.Жумаев, О.Х. Абзоиров. Исследования влияния параметров шлифования на толщину междупильной прокладки линтерной машины.....	68
Х.Н.Рахмонов. Исследование передаточного механизма валичных машин	77
Х.А.Ахмедов, М.С.Абдисаломов, И.О.Эргашев, Б.Х.Примов. Исследование производительности семяотводящей трубы.....	85
Н.Б.Джураева. Расчетный анализ полноты съема хлопка со шпинделей вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины	90
Н.Ю.Холманов, А.Б.Ахмедов. Неклассическая теория проката с учётом упругопластической деформации по асимметричной технологии.....	97
A.B.Gulmatov. Principle of weighing loads on a conveyor belt on a single roller scale	106
Sh.A.Ravshanov. Calculation of natural convection and radiator heating with the use of Comsol Multiphysics Software.....	109
Профессору Кенесбаю Ибраимовичу Байманову 75 лет.....	116
Профессору Равшану Шукуровичу Индиамину 60 лет.....	117
Об Обществе механиков Узбекистана.....	118

МУНДАРИЖА

Б.М.Мардонов, Н.А.Нишонов, М.Ж.Бердибаев, Н.И. Ботабаев. Ҳаракатланувчи юк таъсирида икки ораликли темирбетон кўприкларнинг тебранишлари	3
Э.И.Старовойтов, Д.В.Леоненко, А.Абдусаттаров. Термик майдонда юпка пластинкага локал доиравий резонансли юкланишни таъсири.....	10
Б.Хўжаёров, Т.О.Джиянов, М.С.Зокиров. Ғовак мухитларда суюкликнинг эластикковушқопластик сизишининг каср дифференциал модели.....	16
С.Ходжиев, Х.Х.Аминов, Г.М.Маматалиева. Наве-Стокс тенгламалари асосида уч ўлчовли турбулент реакцияга киришувчи окимларни моделлаштириш ва айрим сонли натижалар.....	23
Н.А.Носирова, М.Э.Мадалиев. Турбулентликни чизиксиз моделини товуш тезлигидан паст ўққа нисбатан симметрик масалани ҳисоблашда қўллаш	31
Ф.Х.Назаров, С.К.Абдухамидов, Д.П. Наврузов. Босим градиентли нол бўлган икки ўлчовли силлиқ пластина масаласини икки суюкликлик турбулентлик модели асосида Comsol Multiphysics пакет дастурида ёрдамида текшириш ҳамда SA ва SST моделлари билан таққослаш	39
А.И.Адилходжаев, Т.Ж.Амиров, Х.Х.Арипов, М.Б. Даулетов. Кўндаланг сикилиш чоклари атрофидаги цемент-бетон копламаларидаги кирраларни прогноз қилиш	47
У.Х.Ибрагимов, Ш.М.Мирзаев, С.С.Ибрагимов, О.Х.Узоков. Куёш коллекторидаги иссиқлик аккумуляторининг энергетик балансини моделлаштириш ва сонли тадқиқот натижалари.....	53
Б.Т.Умаров. Тасмали саралаш машинасининг шарнирли параллелограмм кўринишидаги механизми кинематик ва динамик тахлили.....	58
Т.Я. Ҳазратова. Йиғирилган пахта ипларини узилишгача чўзилиш жараёнининг тажрибавий диаграммалари ва нозичик деформация хусусиятларини аниқлаш.....	64
Д.М.Мухаммадиев, Ф.Х. Ибрагимов, Н.К.Жумаев, О.Х. Абзоиров. Линтер машинаси учун арралараро кистирма қалинлигига жилвирлаш парапетларини таъсирини ўрганиш.....	68
Х.Н. Рахмонов. Валикли машиналарнинг узатиш механизмини тадқиқ қилиш.....	77
Х.А.Ахмедов, М.С.Абдисаломов, И.О.Эргашев, Б.Х.Примов. Чигит чиқариш қувири иш унимдорлигини тадқиқи.....	85
Н.Б.Джураева. Вертикал шпинделли пахта териш машинасининг шпинделлардаги пахтани тўлик ажратиб олишни ҳисобий тахлили	90
Н.Ю.Холманов, А.Б.Ахмедов. Эластопластик деформацияларини ҳисобга олган ҳолда асимметрик прокатлаш технологиясини ноанъанавий назарияси.....	97
А.Б.Гулматов. Конвейер тасмасидаги юкларни битта роликли торозиларда тортиш тамойили.....	106
Ш.А.Равшанов. Comsol Multiphysics ёрдамида иссиқлик радиаторларида табиий конвекция жараёнини ҳисоблаш.....	109
Профессору Кенесбай Ибраимович Байманов 75 ёшда.....	116
Профессору Индиамин Равшан Шукурович 60 ёшда.....	117
Ўзбекистон механиклар жамаияти ҳақида	118

Требования к статье

1. Общие положения

К публикации в журнале «Проблемы механики» принимаются рукописи на английском, русском или узбекском (латиница) языке, содержащие оригинальные результаты в областях механики отмеченных ниже. Материалы должны быть ранее не опубликованы в иных изданиях. Объем научной статьи ограничен **20 страницами** (научные сообщения до 5 страниц) принятого в журнале формата, включая не более **8 рисунков и 5 таблиц**.

Редакционная коллегия может заказать обзорные статьи с отличными от вышеупомянутых требований к объёму представляемых материалов.

Название статьи должно отражать суть приведенных материалов и соответствовать содержанию представленного материала и являться как можно более конкретным. Основное требование к названию статьи — краткость и ясность. Также название статьи должно чётко отражать тему, позицию автора и не должно вызывать у читателя ложных допущений о содержании статьи. Название статьи должно содержать не более 10 слов и состоять не более чем из 2 предложений (обоснованные исключения допускаются). Следует избегать в названии статьи слов «исследования», «анализ» и строго придерживаться научного стиля речи. Сокращения в названии статьи можно использовать только общепринятые в данной области исследований (например, НДС – напряженно деформированное состояние, МКЭ – метод конечных элементов и т.д.).

Статьи должны быть изложены четким и понятным языком, не допускающим двусмысленного толкования.

Редакция принимает от авторов статьи в электронном виде через **электронную систему** подачи статей при условии, что они оформлены по правилам. Авторы могут прислать статью и документы к ней на электронную почту instmechofficial@gmail.com

Пакет материалов должен содержать следующие файлы:

- Файлы с текстом **статьи**, оформленной согласно настоящим Правилам:
 - в формате **Microsoft Word**;
 - **pdf**-версия.
- Файлы с **иллюстрациями** (разрешены только форматы **TIFF, PNG, BMP, JPEG, WMF**). Форматы могут быть любыми, постоянной для печати должна быть одна величина — разрешение не менее 200 ppi. Цветные иллюстрации и графики с чётким разрешением (100 lpi). Размер рисунков должен быть не более 15x15см.
- Файл с **данными о каждом авторе**: фамилия, имя, отчество (на английском, русском и узбекском (латиница) языках), место работы, контактные телефоны, электронные адреса (e-mail). Если в статье несколько авторов, надо указать, с кем из соавторов следует вести переписку.
- Файл с авторским переводом на **английский язык** заголовка статьи, списка ключевых слов и основных терминов, встречающихся в статье.
- **Акт экспертизы**, подтверждающий возможность публикации рукописи в открытой печати, **от организации, где выполнена работа**.
- **После принятия статьи к публикации заключается «Договор» о передаче авторского права**.

В случае возникновения у редакционной коллегии вопросов по предоставленному варианту рукописи, редколлегия вправе запросить у авторов её печатный вариант.

Присланные статьи должны быть оформлены в соответствии с настоящими **Правилами**.

Статьи, оформленные с нарушением настоящих правил редакцией не принимаются.

Редакция вправе не вступать в переписку с автором относительно причин (оснований) отказа в публикации статьи.

Все материалы, поступившие для публикации, проходят анонимное рецензирование. При подаче через электронную систему Издателя автор получает письма о состоянии статьи от системы.

Рукопись, направленная авторам на доработку, должна быть загружена в электронную систему Издателя в исправленном виде в течение одного **месяца**.

После принятия к публикации статья редактируется научным редактором и может быть выслана авторам для окончательного оформления и подготовки рукописи к печати. Исправления научного редактора в течение **месяца** должны быть внесены в рукопись.

2. Структура статьи

К рассмотрению принимаются статьи со структурой, соответствующей международному стандарту IMRAD (introduction, methodology, results, analysis, discussion):

Аннотация. В аннотации определяется краткая характеристика научной статьи с точки зрения ее назначения, содержания, вида, формы и других особенностей. Объем ее должен быть не более 100 слов. Аннотация должна дать возможность читателю установить основное содержание научной статьи, определить ее релевантность и решить, представляет ли она научный интерес для данного читателя. Исходя из этого, аннотация должна отражать цель исследования, основное содержание и новизну статьи в сравнении с другими, родственными по тематике и целевому назначению, а также полученные результаты. Размер шрифта 10pt, курсив.

Ключевые слова. Ключевые слова должны являться текстовыми метками, по которым можно найти статью при поиске и определить предметную область статьи. Они должны содержать от 3 до 7 слов или словосочетаний разделенные запятой. Размер шрифта 10pt, курсив.

Аннотация и ключевые слова должны быть представлены на английском, русском и узбекском языках.

Введение. Раздел, который начинается с описания объекта исследования, затем формулируется актуальность исследования. Приводится обзор литературы, подтверждающий отсутствие в литературных источниках решения данной задачи и указывающий предшественников, на исследованиях которых базируется работа. Далее формулируется цель исследования, почему проведено исследование, какие гипотезы проверены? В данном разделе следует излагать предмет статьи языком, понятным для широкого круга специалистов.

Методы. В данном разделе подробно описывается выбранный метод исследования – экспериментальный, теоретический, численный или иное. При этом метод должен быть расписан таким образом, чтобы другой исследователь был способен его воспроизвести.

Результаты. Результаты рекомендуется представлять преимущественно в виде таблиц, графиков и других иллюстраций.

Анализ. Этот раздел включает анализ полученных результатов, их интерпретацию, сравнение с результатами других авторов с ссылками на их публикации.

Обсуждение. Этот раздел подразумевает ответ и почему это имеет значение? Как это вписывается в то, что нашли другие исследователи? Каковы перспективы для исследований?

Заключение. В этом разделе кратко подводятся итоги научного исследования. Заключение содержит нумерованные выводы, кратко формулирующие основные научные результаты статьи как установленные авторами зависимости (связи) между параметрами объекта исследования. Выводы должны логически соответствовать поставленным в начале статьи задачам.

В конце статьи может быть выражена **благодарность** за финансовую, информационную или иную поддержку, оказанную в ходе написания статьи.

Отдельно в электронную редакцию загружаются следующие компоненты статьи:

заглавие на английском, русском и узбекском языках (требования к названию статьи)

аннотация на английском, русском и узбекском языках (требования по составлению аннотации)

ключевые слова на английском, русском и узбекском языках (требования к ключевым словам)

список литературы на кириллице (для статей на русском языке) и на латинице (узбекский, рекомендации по составлению и оформлению списка литературы).

P.S. Структура стандарта IMRAD не предполагает обязательного использования (как указано в шаблоне) всех разделов указанных выше. Некоторые из них могут быть объединены, названия разделов могут быть иными, но в целом данный стандарт предполагает раскрытие всех указанных положений в материале научной статьи.

Рекомендации по формату статьи

В верхнем левом углу указывается код УДК статьи, размер 9pt.

При подготовке рукописи следует соблюдать единообразие терминов. Не стоит называть одно и то же разными именами. Следует соблюдать единообразие в обозначениях, системах единиц измерения, номенклатуре. Предпочтительно использовать систему СИ. Сокращения должны быть расшифрованы в тексте при их первом упоминании. Следует придерживаться безличной формы изложения, избегать эмоциональных оценок и комментариев, воздерживаться от хвалебных и критических замечаний в адрес тех или иных работ и авторов.

Научные статьи принимаются в объёме, не превышающем 20 страниц (короткие сообщения до 5 страниц) формата А4 с полями сверху и слева: 2.5см, справа и снизу: 1.5см. Размер шрифта статьи: 12pt, расстояние между строк: 1.15 интервала. Статья должна быть набрана в редакторе Word, формулы набраны в редакторе Equation Editor. Количество рисунков как правило не должно превышать 8, количество таблиц не более 5. Отступ 10мм.

Номер и заголовок раздела набирается полужирным и идет с красной строки (отступ приведен в шаблоне). Далее, на следующей строке идет текст раздела, набранный обычным шрифтом (не полужирным). Подзаголовок набирается курсивом, имеет двойную нумерацию и набирается с красной строки. Текст подпункта набирается в одной строке с его заголовком.

При ссылках на пункты статьи следует пользоваться сокращениями п. 1, пп. 2-4 и т.п.

Подзаголовки набираются курсивом и идут с красной строки.

Рекомендации по набору текста

Не используйте более одного пробела – используйте абзацные отступы и табуляцию.

Десятичные цифры в тексте и на рисунках набираются только через точку, а не через запятую (0.25 вместо 0,25). Индексы подлежат расшифровке в тексте. Для обозначения индексов используются латинские или греческие буквы. Даты вида «число.месяц.год» оформляются следующим образом: 02.05.1991.

Правила оформлению формул

Формулы набираются шрифтом размера 12pt для строчных формул и 8pt для верхних или нижних индексов. Размеры формул одинаковы по всему тексту. Готические и кириллические буквы в формулах и индексах не используются.

Нумерация формул производится сквозная: (1), (2), (3), (4), или по пунктам: (1.1), (1.2), (2.1), (2.2) и т.д., где первое число обозначает номер пункта, а второе – порядковый номер в этом пункте. Следует нумеровать только те формулы, на которые имеются ссылки в тексте.

Если статья не разбивается на пункты, то применяется исключительно сквозная нумерация формул: (1), (2) и т.д.

В двухэтажных формулах дробь в числителе и знаменателе указывается горизонтальной чертой. В текстовых формулах дробь всегда указывать косой чертой.

Векторы и матрицы набираются полужирным прямым шрифтом (стрелка над вектором не используется).

Прямым шрифтом набираются цифры и функции, например, $\sin 2x$, $\cos \omega t$ и т.д., а также любые сокращения и термины, не являющиеся переменными.

Греческие буквы всегда прямые.

В индексах используются только латинские буквы (кириллица в индексах не допускается), переменные в индексах набираются курсивом, сокращения слов (min, max, eff, pl, elastic и цифры набираются прямым шрифтом).

Правила оформлению рисунков

Рисунки (графики и фотографии) должны быть созданы в цифровом формате, допускаются вставки чётких фотографий. Каждый рисунок обозначается снизу Рис.1, Рис.2 и т.д. Каждый рисунок должен содержать подрисуючную подпись. Если рисунок состоит из нескольких подрисунков, то их обозначают латинскими буквами в круглых скобках, например, (a), (b) и т.д., которые размещают на удобном месте в подрисунке.

На рисунках должны использоваться латинский шрифт и математические термины греческими буквами, кириллический текст не должен использоваться на рисунках. Надписи, формулы, загромождающие рисунок, должны быть заменены цифровыми или буквенными обозначениями и вынесены в подрисуючную подпись или в текст статьи, на рисунках должна быть отмечена размерность (в системе СИ). Обозначения осей на графиках задаются буквами или формулой без поясняющих слов и помещаются, как правило, слева вверху для оси ординат, а для оси абсцисс справа внизу от оси. Расположение обозначений осей всегда вертикальное. Необходимо тщательно следить за точным соответствием обозначений в тексте и на рисунках.

При необходимости, возможно выполнять графики с нанесением сетки (желательно квадратной) и указывать числовые значения делений. В случае, если сетка необходима, она не должна быть частой, в большинстве случаев достаточно трех числовых значений на каждой оси без указания размерности.

Ссылки в тексте на рисунки следует выполнять так: рис.1, рис.2 или рис.3,а, рис.3,б и т.д. Если рисунок один, то на него ссылаются словом «рисунок».

Правила оформлению таблиц

В таблицах следует пользоваться краткими обозначениями, избегать текстового пояснения. Таблица должна быть размещена по возможности на одной странице без перехода ее на другую страницу. Необходимые разъяснения обозначений следует давать непосредственно в тексте статьи.

Ссылки на таблицы набираются табл.1, табл.2 и т.д. Если таблица одна, то на неё ссылаются словом «таблица».

Оформление списка литературы

Список литературы должен отражать современное состояние дел в исследуемой области, включать в том числе ссылки на публикации за последние 5-10 лет и не быть избыточным и искусственным.

В тексте статьи ссылки на литературные источники указываются строго в порядке цитирования в квадратных скобках: [1], [2, 3], [4–6].

Список литературы приводится в конце статьи в соответствии с [ГОСТ 7.05-2008](#) "Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая ссылка. Общие требования и правила составления". Ниже приведены примеры оформления списка литературы.

Размер шрифта **10pt**

Монографии и учебные пособия.

1. Колмогоров А.Н., Фомин С.В. Элементы теории функций и функционального анализа. Москва. Наука, 1976, 544 с.
2. Справочник по специальным функциям с формулами, графиками и математическими таблицами / Под ред. М.Абрамовица, И.Стиган. Москва. Наука, 1979, 830 с.

Статьи в журналах.

3. Zubchaninov V.G. Problems of the mathematical theory of plasticity // Strength of Materials. 2000, Vol. 32, No. 1, pp.13-26;
4. Кадашевич Ю.И., Помяткин С.П. Статистическая теория пластичности учитывающая влияние параметра Лоде // МТТ. 1990, №3, стр.91-95.

Статьи в сборниках и периодических изданиях.

5. Келлер И.Э., Кузнецова В.Г., Новокишанов Р.С. Сравнение двух моделей упругопластичности, обобщающих модель Мазинга на случай сложного нагружения / Сб. научн. трудов Математическое моделирование систем и процессов. Пермь, 1996. №4. стр.29-39.
6. Мясников В.П., Гузев М.А. Аффинно-метрическая структура упругопластической модели сплошной среды / Современные методы механики сплошных сред: Сборник статей к 90-летию со дня рождения академика Л. И. Седова. Москва. Наука, 1998. стр.30-37.
7. Trusov P.V., Keller I.E., Kluev A.V. Two plasticity models considering micromechanisms of observed phenomena / PROBAMAT-21st: Proceedings of the NATO Advanced Research Workshop. Dordrecht, 1998. pp.531-538.

Тезисы докладов.

8. Абдусаттаров А., Москвитин В.В., Буриев Т. Исследование напряженно–деформированного упруго–пластических конструкций при переменных нагружениях с учетом обобщенного принципа Мазинга и повреждаемости / Тезисы докладов V конференция “ДОФПС”: Ташкент, 1981. стр.167-168.

Электронные ресурсы.

9. Шокин Ю.И., Федотов А.М. Информационные технологии Internet // Вычислительные технологии. 1997. Т. 2. №3. URL: <http://www-sbras.nsc.ru/win/mathpub/comp-tech/t2n3/intranet.htm>.

Ссылки на диссертации и авторефераты.

10. Васин Р.А. Экспериментально–теоретическое исследование определяющих соотношений теории упруго–пластических процессов: Дисс. на соискание уч. степ. д.ф.–м.н. Москва. 1987. 386с.

11. Степанов Л.П. Временные эффекты при пластическом деформировании металлов: Дисс. на соискание уч. степ. к.ф.–м.н. Москва. 1985. 170с.

12. Субботин С.Л. Устойчивость сжатых пластин за пределом упругости при сложном нагружении в условиях ползучести: Дисс. на соискание уч. степ. д.т.н. Тверь. 2003. 219с.

13. Окулова Н.Н. Численное решение задач нестационарного течения вязкопластического материала. Автореф. дисс. на соискание уч. степ. к.ф.–м.н. Москва. 2008. 16с.

Статьи принимаются по следующим и смежным к ним тематикам:

- Механика деформируемого твёрдого тела
- Механика жидкости и газа
- Общая механика
- Основания, фундаменты и механика грунтов
- Строительная механика
- Экспериментальная механика
- Теория механизмов и машин
- Прикладная механика
- Инженерия и технологические процессы
- Сейсмостойкость зданий и гидротехнических сооружений
- Метрополитены, мосты и транспортные коммуникации
- Сельскохозяйственные машины и оборудования