

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

МЕХАНИКА
МУАММОЛАРИ

O‘ZBEKISTON
JURNALI

3

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)	Сирожиддинов 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)	Тухтакузиев 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.

МОДЕЛИ НЕЛИНЕЙНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ТРЕХСЛОЙНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ В ТЕМПЕРАТУРНОМ ПОЛЕ

¹Старовойтов Э.И., ¹Яровая А.В., ²Абдусаттаров А.

¹Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель, Беларусь

²Ташкентский государственный транспортный университет, г. Ташкент, Узбекистан

E-mail:edstar@yandex.by

***Аннотация.** В статье представлены модели деформирования трехслойной цилиндрической оболочки и анализ влияния температурного поля на напряженно-деформированное состояние конструкции. Для описания кинематики пакета, несимметричного по толщине, применена гипотеза ломаной нормали. В тонких упругопластических несущих слоях используются гипотезы Кирхгофа-Лява. Толстый нелинейно упругий наполнитель допускает сжатие по толщине. Учивается работа наполнителя в тангенциальном направлении. Связь между напряжениями и деформациями при исходном и переменном нагружении соответствует теории малых упругопластических деформаций Ильюшина–Москвитина. Уравнения равновесия выведены вариационным методом. Для решения краевых задач применена модификация метода упругих решений. Представлены аналитические решения в перемещениях и численный анализ влияния толщины наполнителя и термосилового нагружения.*

***Ключевые слова:** трехслойная цилиндрическая оболочка, нелинейное деформирование, температурное поле, уравнения равновесия, переменное нагружение, численный анализ.*

Введение. Необходимость создания механико-математических моделей слоистых конструктивных элементов, учитывающих физическую нелинейность материалов и температурные воздействия, обусловлена широким применением таких конструкций в технике, строительстве и транспортном машиностроении. Трехслойные пластины и оболочки, обладающая рациональной конструктивной формой, позволяют обеспечивать минимальный вес при заданных прочностных и жесткостных требованиях. Несущие слои из материалов высокой прочности и жесткости предназначены для восприятия основной части механической нагрузки и проявляют упругопластические свойства при деформировании. Связующие слои обеспечивают монолитность конструкции, перераспределение усилий и защиту от внешних термических, радиационных и вибрационных воздействий.

Для расчета несущих элементов тонкостенных конструкций при переменных нагрузках за пределами упругости широко применяется теория малых упругопластических деформаций Ильюшина–Москвитина, а также метод упругих решений и его модификации, ускоряющие сходимость итерационных процессов [1-2]. В работе [3] рассмотрены методы расчета многослойных конструкций на статические, динамические и температурные воздействия. Показаны способы определения эффективных физико-механических характеристик, а также оптимального выбора параметров слоистых оболочек из композиционных материалов. В монографиях [4-5] изложены постановка и методы решения задач статики и динамики вязкоупругопластических трехслойных пластинок и оболочек. Исследовано напряженно-деформированное состояние трехслойных цилиндрических оболочек и пластин при действии однократных и циклических нагрузок с учетом тепловых и радиационных воздействий. В работе [6] проведен анализ термических напряжений в композитных пластинах и оболочках. Рассматриваются статические и динамические реакции связанных и несвязанных термоупругих задач, термическая потеря устойчивости.

В ряде исследований [7-9] разработаны модели и решения краевых задач по определению напряженно-деформированного состояния трехслойных пластин и оболочек при однократных и циклических квазистатических нагрузках в температурных полях. Учтены физически нелинейные свойства материалов слоев. Работы [10-11] посвящены разработке теорий нелинейного деформирования трехслойных оболочек как с трансверсально-мягким наполнителем, так и с вязкоупругопластическими несущими слоями. Нестационарное нагружение сферической оболочки исследовано в [12-13]. В работах [14-15] исследован изгиб упругопластической трехслойной круговой пластины при знакопеременном нагружении осесимметричной кольцевой нагрузкой. Учтено воздействие температурного поля.

Заметим из краткого обзора следует, что нелинейное деформирование трехслойных цилиндрических оболочек при термосиловом переменном нагружении недостаточно исследованы

Целью задачи являются разработка моделей нелинейного деформирования трёхслойных цилиндрических оболочек в температурном поле. Формулировка систем дифференциальных уравнений в перемещениях при исходном и переменном нагружении; анализ влияния физической нелинейности и температуры на перемещение оболочки при упругопластическом нагружении.

Постановка краевой задачи. Рассматривается замкнутая круговая трехслойная цилиндрическая оболочка средней толщины (рис.1). Для тонких несущих слоев принимаются гипотезы Кирхгофа–Лява, для заполнителя – точные соотношения теории упругости с линейной аппроксимацией перемещений по толщине [4]. На рис. 1 показаны трехслойный пакет до деформации (а) и распределение тангенциальных перемещений по толщине пакета после деформирования (б).

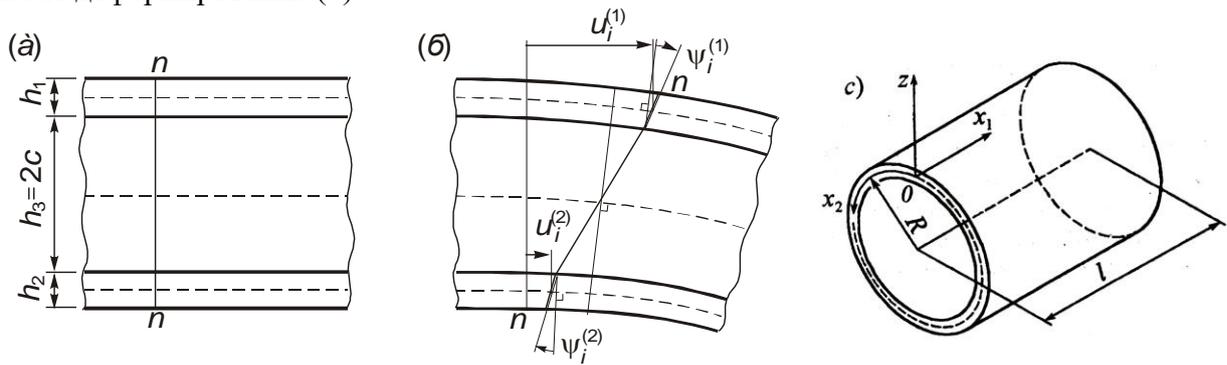


Рис. 1. Расчетная схема трехслойной оболочки

Перемещения в слоях выражаются через шесть неизвестных функций $u_\alpha^k(x_\beta, t)$, $w^k(x_\beta, t)$ – тангенциальные перемещения и прогибы точек срединной поверхности несущих слоев в направлении правой системы координат x, φ, z (рис.1. (с)), отнесенной к линиям главных кривизн срединной поверхности заполнителя ($k = 1, 2$ – номер слоя, $\alpha = 1, 2$):

в несущих слоях ($c \leq z \leq c + h_1, -c - h_2 \leq z \leq -c$; $k = 1, 2$ – номер слоя, $\alpha = 1, 2$)

$$\begin{aligned} u_\alpha^{kz} &= u_\alpha^k + (z \mp a_k) \psi_\alpha^k; \quad a_k = c + 0.5h_k, \\ \psi_1^k &= -w_{,1}^k, \quad \psi_2^k = (R \pm a_k)^{-1} (u_2^k - w_{,2}^k); \end{aligned} \quad (1)$$

в заполнителе ($-c \leq z \leq c$)

$$\begin{aligned} u_1^{3z} &= 0.5 \sum_{k=1}^2 (1 \pm z/c) (u_1^k \pm 0.5h_k w_{,1}^k), \\ u_2^{3z} &= \sum_{k=1}^2 (1 \pm z/c) ((0.5 \mp D_{k2}) u_2^k \pm D_{k2} w_{,2}^k), \\ w^{3z} &= 0.5 \sum_{k=1}^2 (1 \pm z/c) w^k, \end{aligned} \quad (2)$$

где $D_{k2} = 0.25h_k(1 \pm a_k/R)^{-1} R^{-1}$, R – радиус срединной поверхности заполнителя оболочки; h_k – толщина k -го слоя ($h_3 = 2c$); греческие индексы принимают значения 1, 2; латинские – 1, 2, 3; нижний знак в формулах соответствует индексу $k = 2$; ψ_α^k – угол поворота нормали в k -ом несущем слое; запятая в нижнем индексе обозначает частное дифференцирование по следующей за ней координате.

Деформации вычисляются через перемещения (1), (2) по формулам Коши. Напряжения и деформации в слоях оболочки при исходном нагружении связаны соотношениями теории малых упругопластических деформаций Ильюшина [1]:

$$\begin{aligned} s_{\alpha\beta}^k &= 2G_k(1-\omega_k)\vartheta_{\alpha\beta}^k, \\ \sigma^{(k)} &= 3K_k(\varepsilon^{(k)} - \alpha_{0k}T_k) \quad (k = 1, 2, 3), \end{aligned} \quad (3)$$

где $s_x^{(k)}, \vartheta_x^{(k)}$ – девиаторные, $\sigma^{(k)}, \varepsilon^{(k)}$ – шаровые части тензоров напряжений и деформаций; G_k, K_k – температурно-зависимые модули сдвига и объемного деформирования; T_k – температура; $\omega_k(\varepsilon_u^k)$ – функция пластичности Ильюшина, ε_u^k – интенсивность деформаций; α_{0k} – коэффициент линейного температурного расширения материала k -го слоя.

Компоненты напряжений и деформаций при n -ном нагружении связаны следующим образом:

$$\begin{aligned} \bar{s}_{\alpha\beta}^{(n)k} &= 2G_k(1-\omega_k^{(n)})\bar{\vartheta}_{\alpha\beta}^{(n)k} \\ \bar{\sigma}^{(n)k} &= 3K_k(\bar{\varepsilon}^{(n)k} - \alpha_{0k}T_k^{(n)}) \quad (k = 1, 2, 3). \end{aligned} \quad (4)$$

При линейном упрочнении функция пластичности при n -ном нагружении [15]:

$$\omega^{(n)} = \begin{cases} 0, & \text{при } \bar{\varepsilon}_u^{(n)} \leq \bar{\varepsilon}_s^{(n)}(\eta), \\ \lambda_n \left[1 - \frac{\bar{\varepsilon}_s^{(n)}(\eta)}{\bar{\varepsilon}_u^{(n)}} \right], & \text{при } \bar{\varepsilon}_u^{(n)} > \bar{\varepsilon}_s^{(n)}(\eta). \end{cases} \quad (5)$$

В случае обобщенного принципа Мазинга $\lambda_n = \lambda$, $\bar{\varepsilon}_u^{(n)} = \alpha_n \varepsilon_s$, при использовании диаграмм деформирования Гусенкова–Шнейдеровича $\bar{\varepsilon}_s^{(n)} = 2\varepsilon_s$, $\lambda_n = 1 - g_n$, где g_n – определяется экспериментально [2], а при учете накопления повреждений

$$\bar{\varepsilon}_s^{(n)}(\eta) = \alpha_1^{n-z} (1 + \alpha_1) \varepsilon_s + (3G)^{-1} B^{1/\alpha} \cdot [1 - 0.5(1 + \alpha_1) \alpha_1^{n-2}] [1 - (1 - \eta)^{1+\alpha}]^{1/\alpha} (n-1)^{-1/\alpha}.$$

Функция повреждаемости η определяется из кинетического уравнения [2]:

$$\frac{d\eta}{dn} = f(\bar{\sigma}_u^{(n)}, \eta_n) \quad (6)$$

при условиях $\eta(0)=0$, $\eta(N)=1$, где N – число полуволн до наступления предельного состояния (разрушения).

Уравнения равновесия рассматриваемой трехслойной цилиндрической оболочки в усилиях при исходном и переменном нагружении получены вариационным методом Лагранжа. При определении виртуальной работы внешних сил считалось, что к наружным поверхностям несущих слоев приложены произвольные распределенные нагрузки $\bar{q}_\alpha^k, \bar{q}_3^k$. В дальнейшем решение краевой задачи проводилось методом упругих решений Ильюшина. Соответствующие итерационные уравнения равновесия имеют следующий вид (аналогично исходному, знак чертой опускаем):

$$L_i^{mn} (u_\alpha^{kn}, w^{kn}) - L_i^{m\alpha(n-1)} (u_\alpha^{k(n-1)}, w^{k(n-1)}) = 0. \quad (7)$$

В уравнение (7) введены следующие обозначения: n – номер приближения $m, \alpha, \beta = 1, 2$;

$$\begin{aligned}
L_\alpha^{mn} &= \sum_{k=1}^2 \left[\left(a_{m\alpha 1}^k \frac{\partial^2}{\partial x_\alpha^2} + a_{m\alpha 2}^k \frac{\partial^2}{\partial x_\beta^2} + a_{m\alpha 3}^k \right) u_\alpha^{kn} + a_{m\alpha 4}^k \frac{\partial^2 u_\beta^{kn}}{\partial x_\alpha \partial x_\beta} + \right. \\
&+ \left. \left(a_{m\alpha 5}^k \frac{\partial}{\partial x_\alpha} + a_{m\alpha 6}^k \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha^3} + a_{m\alpha 7}^k \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha \partial x_\beta^2} \right) w^{kn} \right] + L_{\alpha q}^m; \\
L_3^{mn} &= \sum_{\alpha, k=1}^2 \left[\left(a_{m31}^{ak} \frac{\partial^4}{\partial x_\alpha^4} + a_{m32}^k \frac{\partial^4}{\partial x_1^2 \partial x_2^2} + a_{m33}^{ak} \frac{\partial^2}{\partial x_\alpha^2} + a_{m34}^k \right) w^{kn} + \right. \\
&+ \left. \left(a_{m35}^{ak} \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha^3} + a_{m36}^{ak} \frac{\partial}{\partial x_\alpha} + a_{m37}^{ak} \frac{\partial^3}{\partial x_\alpha \partial x_\beta^2} \right) u_\alpha^{kn} \right] + L_{3q}^m.
\end{aligned} \tag{8}$$

Значения модулей упругости вычислены при осредненной температуре слоя T_0^k по формуле Белла [4]. Отнеся все линейные размеры к радиусу срединной поверхности заполнителя оболочки R , получим следующие значения коэффициентов в (8):

$$\begin{aligned}
a_{k11}^k &= K_k^+ h_k (1 \pm a_k) + K_3^+ c (2 \pm c) / 3, \dots, a_{\alpha 37}^{2k} = \mp K_3 B_{k2} h_\alpha c / 3 \mp G_3 B_{k2} c (h_\alpha / 3 + 4D_{\alpha 2}) / 3; \\
K_k^+ &= K_k + 4G_k / 3; K_k^- = K_k - 2G_k / 3; (k, \alpha = 1, 2; k \neq \alpha).
\end{aligned} \tag{9}$$

Нижний знак в (9) соответствует $\alpha = 2$, если этот индекс отсутствует, то соответствует $k = 2$. Слагаемые $L_{\alpha q}^k$ в (8) обусловлены внешними нагрузками и температурой:

$$\begin{aligned}
L_{1q}^k &= m_k R q_1^k + 3R \left[\alpha_{0k} \int_{h_k} K_k T_k (1 + z/R) dz + 0,5 \alpha_{03} \int_{h_3} K_3 T_3 (1 \pm z/c) (1 + z/R) dz \right]_{,1}; \\
L_{2q}^k &= (R \pm 0,5 h_k c_2^k) m_k q_2^k + 3 \left[\alpha_{0k} \int_{h_k} K_k T_k dz + R^{-1} c_2^k \alpha_{0k} \int_{h_k} K_k T_k (z \mp a_k) dz + \right. \\
&+ \left. B_{k2} \alpha_{03} \int_{h_3} K_3 T_3 (1 \pm z/c) dz \right]_{,2}; \\
L_{3q}^k &= R m_k \left[q_3^k \pm 0,5 h_k (q_{1,1}^k + R^{-1} c_2^k q_{2,2}^k) \right] + 3R \times \\
&\times \left[\alpha_{0k} \int_{h_k} K_k T_k (z \mp a_k) (1 + z/R) dz \mp h_k \alpha_{03} \int_{h_3} K_3 T_3 (1 \pm z/c) (1 + z/R) dz / 4 \right]_{,11} + \\
&+ 3 \left[R^{-1} c_2^k \alpha_{0k} \int_{h_k} K_k T_k (z \mp a_k) dz \mp D_{k2} \alpha_{03} \int_{h_3} K_3 T_3 (1 \pm z/c) dz \right]_{,22} - \\
&- 3 \left\{ \alpha_{0k} \int_{h_k} K_k T_k dz + 0,5 \alpha_{03} \left[\int_{h_3} K_3 T_3 (1 \pm z/c) dz \pm R c^{-1} \int_{h_3} K_3 T_3 (1 + z/R) dz \right] \right\}; \\
m_k &= 1 \pm (c + h_k) R^{-1},
\end{aligned} \tag{10}$$

где $k = 1, 2$; q_i^k – компоненты поверхностных нагрузок; T_k – температура в k -ом слое.

Дополнительные «внешние» нагрузки $L_i^{k\omega(n-1)}$ вычисляются по результатам предыдущего приближения в соответствии с методом упругих решений [1].

Для замыкания краевой задачи о термоупругом деформировании круговой трехслойной цилиндрической оболочки, к уравнениям равновесия (7) – (10) необходимо добавить граничные условия. Кинематических условий может быть поставлено по восемь на каждом

торце рассматриваемой оболочки. При жестком закреплении на торцах $x = 0, L$ (L – длина оболочки) должны выполняться следующие граничные условия:

$$u_1^k = u_2^k = w^k = w^k_{,1} = 0 \quad (k=1,2). \quad (11)$$

Свободное опирание оболочки по торцам на неподвижные в пространстве жесткие опоры требует выполнения условий ($x = 0; L$):

$$u_2^k = w^k = u_1^k = w^k_{,11} = 0 \quad (k=1,2). \quad (12)$$

Таким образом, добавив к уравнениям равновесия (7) граничные условия (11), (12), получим замкнутую краевую задачу.

Численная апробация решения. В качестве примера рассмотрена трехслойная оболочка из материалов Д16Т – фторопласт-4 – Д16Т с заданными толщинами слоев. Аналитический вид функций нелинейности и параметры материалов заимствованы из [5]. На поверхности внешнего несущего слоя перпендикулярно падает тепловой поток интенсивности q_t . Внутренняя поверхность оболочки ($z = -h_2 - c$) теплоизолирована. При свободном опирании оболочки итерационный вид решения системы (7), удовлетворяющий граничным условиям (12), будет следующим

$$u_1^{kn} = \sum_{p,m} U_{1pm}^{kn} \cos \frac{\pi mx}{l} \cos p\varphi, \quad u_2^{kn} = \sum_{p,m} U_{2pm}^{kn} \sin \frac{\pi mx}{l} \sin p\varphi, \\ w^{kn} = \sum_{p,m} W_{pm}^{kn} \sin \frac{\pi mx}{l} \cos p\varphi \quad (k = 1, 2). \quad (13)$$

После подстановки соотношений (13) в уравнения равновесия (7), получим систему линейных алгебраических уравнений для определения коэффициентов U_{apm}^k, W_{pm}^k .

Результаты расчета получены для трехслойной несимметричной по толщине оболочки, набранной из материалов Д16Т – фторопласт-4 – Д16Т с толщинами слоев $h_1 = 0.01, h_2 = 0.03, h_3 = 0.1$. Длина оболочки $l = 2R$. Аналитический вид функции нелинейности, введенной в (3) и параметры материалов заимствованы из [5]. В процессе теплового воздействия учтена возможная абляция, равномерно уносящая часть толщины внешнего несущего слоя.

Уменьшение прогибов слоев (*a*) и тангенциального перемещения u_2 при некотором увеличении u_1 (*б*) в середине пролета упругой оболочки ($x = l/2$) с ростом толщины заполнителя иллюстрирует рисунок 2: 1, 2 – номера слоев. Нагревание оболочки на 50° приводит к увеличению перемещений в обоих случаях примерно на 35%. Интенсивность внешней распределенной нагрузки $q_0 = 1$ МПа.

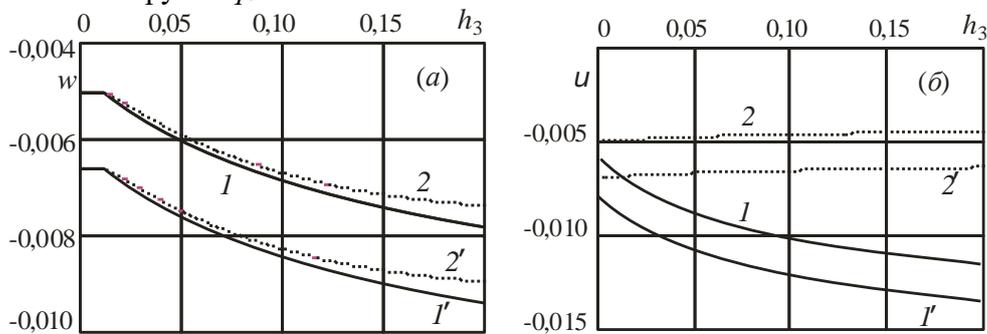


Рис. 2. Изменение перемещений в зависимости от толщины заполнителя

Зависимость максимального прогиба внутреннего несущего слоя $w^{(2)}$ в центре пролета оболочки от продолжительности термосилового нагружения показана на рисунке 3. Кривые 1, 3 соответствуют расчету в общем случае физических уравнений состояния (3) без абляции и с ее учетом; 2 – термоупругий прогиб с учетом абляции. За счет физической нелинейности прогиб увеличивается на 15 %.

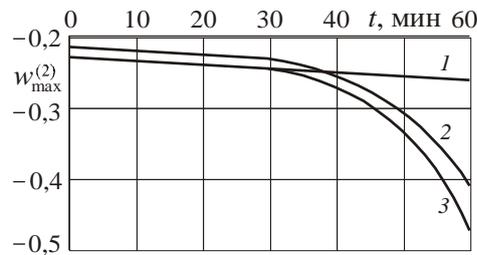


Рис. 3. Изменение прогиба при термосиловом нагружении с учетом абляции.

Выводы. Предложенные модели деформирования и уравнения равновесия трехслойных круговых цилиндрических оболочек позволяют исследовать напряженно-деформированное состояние при нагружении в температурном поле. При этом используется теория малых упругопластических деформаций. Уравнения равновесия получены вариационным методом Лагранжа. Задача решается с применением модификации метода упругих решений. Численные расчеты показали существенное влияние температуры и физической нелинейности материалов слоев на перемещения в оболочке. В процессе теплового воздействия учтена возможная абляция.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ильюшин А.А. Труды. Пластичность. М.: Логос, 2004, 388 с.
- [2] Москвитин В.В. Циклические нагружения элементов конструкций. М. URSS, 2019, 344 с.
- [3] Болотин В.В., Новичков Ю.Н. Механика многослойных конструкций. М.: Машиностроение, 1980, 375 с.
- [4] Старовойтов Э.И. Вязкоупругопластические слоистые пластины и оболочки. Гомель. БелГУТ, 2002. 344с.
- [5] Гориков А.Г., Старовойтов Э.И., Яровая А.В. Механика слоистых вязко-упругопластических элементов конструкций. М.: Физматлит, 2005, 576 с.
- [6] Carrera E., Fazzolari F.A., Cinefra M. Thermal stress analysis of composite beams, plates and shells: computational modelling and applications. Academic Press, 2016, 410 p.
- [7] Старовойтов Э.И., Яровая А.В., Леоненко Д.В. Деформирование трехслойных элементов конструкции на упругом основании. М.: Физматлит, 2006, 379 с.
- [8] Starovoitov E.I., Zhuravkov M.A., Leonenko D.V., Lyu Yongtao, Deformation of Three-layer Structural Elements in Thermal Radiation Fields. Springer Nature Singapore, Pte Ltd, 2024, 384 p.
- [9] Старовойтов Э.И., Шафиева Ю.В., Нестерович А.В., Козел А.Г. Деформирование трехслойных пластин при термосиловых нагрузках / Гомель, БелГУТ, 2024, 395 с.
- [10] Paimushin V.N. Nonlinear theory of sandwich shells with a transversely soft core containing delamination zones and edge support diaphragm. Mechanics of Solids, 2018, Vol. 53, No.S (1), pp.76-87.
- [11] Gorshkov A.G., Starovoitov E.I., Yarovaya A.V. Harmonic Vibrations of a Viscoelastoplastic Sandwich Cylindrical Shell // International Applied Mechanics. 2001, Vol. 37, No.9, pp.1196-1203.
- [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] 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.
- [14] 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, стр. 339 - 358.
- [15] Старовойтов Э.И., Яровая А.В., Абдусаттаров А. Циклический изгиб трехслойных пластин в температурном поле // Проблемы безопасности на транспорте. Материалы XI Междунар. науч.-практ. конференции. Гомель. БелГУТ, 2022, стр. 257-258.

Дата поступления
12.05.2025

Starovoitov E.I., Yarovaya A.V., Abdusattorov A. Termik maydonda uch qatlamli silindrik qobiqning yemirilishini hisobga olgan holda nohiziqli deformatsiyalanishi modeli

Annotatsiya: Termik maydonda uch qatlamli silindrik qobiqning deformatsiyalanish modeli va haroratning konstruksiyaning kuchlanganlik – deformatsiyalanlik holatiga ta'siri tadqiq qilingan. Qalinligi bo'yicha nosimmetrik paket-qatlam kinematikasini tavsiflash uchun siniq normal gipotezalarini qabul qilingan. Yupqa elastik-plastik yuk ko'taruvchi qatlamlar uchun Kirxgof–Lyav gipotezalaridan foydalanilgan. Nohiziqli elastik bo'lgan to'ldiruvchi qalinligiga nisbatan siqiladigan deb qabul qilinib, to'ldiruvchining tangensial yo'nalishdagi ishi hisobga olingan. Boshlang'ich va o'zgaruvchan yuklanishlar ta'sirida kuchlanish va deformatsiyalar orasidagi fizik munosabatlar Ilyushin–Moskvitinlarning kichik elastik-plastik deformatsiyalar nazariyasiga mos keladi. Muvozanat tenglamalari variatsion usulda olingan. Chegaraviy masalalarni yechishda modifikatsiyalangan elastik yechimlar usulidan foydalanilgan. Yuk ko'taruvchi qatlamlar materiali mustahkamligi va yemirilishi hisobga olingan. Ko'chishlarning analitik ko'rinishdagi yechimlari asosida ularning to'ldiruvchi qalinligiga va termik kuch ta'siriga bog'liqligi sonli tahlil orqali o'rganilgan.

Kalit so'zlar: uch qatlamli silindrik qobiq, nohiziqli deformatsiya, harorat maydoni, muvozanat tenglamalari, o'zgaruvchan yuklanish, sonli natija.

Starovoitov E.I., Yarovaya A.V., Abdusattarov A. Nonlinear deformation models of three-layer cylindrical shell in a temperature field with consideration of damage

Abstract: Deformation models of a three-layer cylindrical shell and the influence of the temperature field on the stress-strain state of the structure are presented. To describe the kinematics of a packet that is not symmetrical in thickness, the hypotheses of a broken normal are adopted. In thin elastic-plastic bearing layers, Kirchhoff-Love hypotheses are used. A nonlinearly elastic, relatively thick filler is compressed along its thickness. The work of the filler in the tangential direction is considered. The physical relationships between stresses and deformations under initial and variable loading correspond to Ilyushin-Moskvitin's theory of small elastic-plastic deformations. The equilibrium equations were obtained by the variational method. For solving boundary value problems, the modification method of elastic solutions was used. The strengthening of the load-bearing layer material and its susceptibility to damage were considered. Solutions for displacements in analytical form and their numerical analysis are presented, depending on the thickness of the filler and the thermal load.

Keywords: three-layer cylindrical shell, nonlinear deformation, temperature field, equilibrium equations, variable load, numerical result.

УДК 539.3

НОВЫЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОДЗЕМНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ С ГРУНТОМ И ПРОДОЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В НИХ ПРИ СЕЙСМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Султанов К.С.

*Институт механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева
Академии наук Республики Узбекистан, Ташкент, Узбекистан
E-mail: Sultanov@mail.ru*

Аннотация. Приведен метод и ее обоснование по определению коэффициента взаимного действия подземных сооружений, в частности подземных трубопроводов, с окружающей его грунтом. На основе локальности процесса взаимодействия подземных сооружений с грунтом, по его внешней поверхности (по периметру и по длине), считается, что параметры взаимодействия необходимо определять для каждой точки контакта внешней поверхности подземного сооружения с грунтом. Так как, материал подземной конструкции, обычно, намного прочнее чем грунт, считается, что при взаимодействии деформируется и разрушается грунт на некотором контактном слое. Следовательно, параметры взаимодействия определяется через прочностные свойства окружающей подземного сооружения грунта. Проанализированы также, расчетные формулы для определения продольных напряжений в трубопроводе и рекомендован новый метод определения коэффициента динамичности в расчетной формуле.

Ключевые слова: подземный трубопровод, сейсмическая нагрузка, волна, грунт, взаимодействия, сила трения, прочность, напряжения, деформация, нормативный метод.

Введение. При решении задач сейсмостойкости подземных сооружений [1–3], основное внимание уделяется движению и колебаниям самого подземного трубопровода. Очевидно, что напряженно–деформированное состояние грунта вокруг трубопровода играет существенную, а иногда решающую роль при формировании напряженного состояния трубопровода [4]. При этом важными факторами, влияющими на напряженно–деформированное состояние трубопровода, являются деформирование грунта вокруг трубопровода и структурное разрушение грунта при его взаимодействии с трубопроводом [5–8]. Структурное разрушение грунта, с точки зрения механического поведения, происходит с изменением механических характеристик грунта [7, 8]. Надежность и прочность системы подземных трубопроводов, как отмечается в [1], прежде всего, зависят от сил взаимодействия, возникающих при относительном движении трубопровода и окружающего грунта. При этом, одним из важных моментов является напряженное состояние и динамическое поведение грунта вокруг подземного трубопровода [4]. Существующие теории сейсмостойкости, подземных сооружений, например, [1–3], не учитывают это обстоятельство. Кроме этого, по существующим теориям сейсмостойкости подземных трубопроводов, решены в основном стационарные колебания трубопроводов без учета грунтовой среды [1, 2]. Учет грунтовой среды, вокруг трубопровода, рассмотрения нестационарных задач, приводит к решению краевых волновых задач.

Нестационарные краевые задачи о распространении сейсмических волн в грунтах рассмотрена в [6]. Когда в грунтовой среде находится трубопровод, под действием сейсмической нагрузки, в силу различных деформационных свойств грунта и трубопровода, на по-

верхности их контакта возникают силы взаимодействия. Законы продольного взаимодействия подземного трубопровода с окружающей его грунтом исследованы в [7] и показана их существенная нелинейность в связи с разрушением контактного слоя грунта при сильном их взаимодействии [8]. В [4] показана применимость данного закона в задачах сейсмостойкости подземных трубопроводов. Однако, в этом случае, решения волновых задач, удается получать только численными методами.

В [4] получены численные решения одномерной задачи волновой теории сейсмостойкости подземных трубопроводов при воздействии продольных сейсмических волн распространяющийся по грунту. На основе анализа результатов численных решений получены изменения продольных напряжений на фиксированных сечениях трубопровода с большой амплитудой, существенно превышающей амплитуды продольных напряжений в грунте. Анализом результатов изменения силы трения (взаимодействия) на поверхности контакта подземного трубопровода с грунтом, установлена, что причиной многократного увеличения продольного напряжения в трубопроводе является деформируемости грунта. Большие деформации грунта приводит к образованию больших смещений грунта относительно трубопровода, следовательно, к увеличению силы трения на поверхности контакта трубопровода с грунтом. Увеличения силы трения на внешней поверхности трубопровода приводит к большому, многократному, увеличению напряжению в трубопроводе.

Постановка задачи. В настоящее время расчеты на сейсмостойкость подземных трубопроводов, производится согласно КМК 2.01.03 – 2019 [9] по следующим формулам.

Продольные растягивающие напряжения от сейсмического воздействия σ_c определяется по формуле

$$\sigma_c = \frac{g}{2\pi} ATB_{np} K_n C_p^{-1} F^{-1} \eta_g \quad (1)$$

где B_{np} – приведенная жесткость трубопровода, кН;

$$B_{np} = \frac{EF}{1 + \frac{EF}{K_n I}} \quad (2)$$

E – модуль упругости материала трубопровода, кН/м²; I – длина одной секции трубы (расстояние между стыками) м; K_n – коэффициент жесткости стыков труб при действии продольной силы.

Значения K_n при различных видах и способах заделки стыков для одного наружного диаметра труб приведены в таблицах КМК 2.01.03–2019 [9].

C_p – скорость распространения продольных сейсмических волн в грунте, определяемая экспериментально, м/с; F – площадь поперечного сечения трубопровода, м²; n_g – динамический коэффициент, значения которого определяется в зависимости от τ_0 и λ по данным рис.1 (4.1 КМК 2.01.03–2019) [9].

$$\tau_0 = \frac{C_p T}{2I}, \quad \lambda = \sqrt{\frac{\pi D_n K_x}{B_{np} (1 - M^2)}} \quad (3)$$

В формулах (3)

$$M = \frac{C_p}{\alpha_t} \quad (4)$$

где α_t – приведенная скорость распространения волн в трубе,

$$\alpha_t = \sqrt{\frac{B_{np} g}{\gamma \cdot F}} \quad (5)$$

(γ – удельный вес материала трубопровода, кН/м³) Если $M=1$, то в расчетах необходимо брать $n_g=1$.

K_x – коэффициент продольного взаимодействия трубопроводов с грунтом;

$$K_x = \left(\alpha + \frac{G_B}{100B} \beta \right) 100 \quad (6)$$

где α и β – коэффициенты, зависящие от грунтовых условий и определяемые по таблицам КМК 2.01.03–2019 [9]; G_B – вертикальное давление грунта на погонную длину труб, кН/м, которая определяется в зависимости от размеров труб, условий их укладки, глубины заложения, типа основания, вида грунта засыпки или насыпи; B – ширина траншеи при траншейной укладке трубопровода, м.

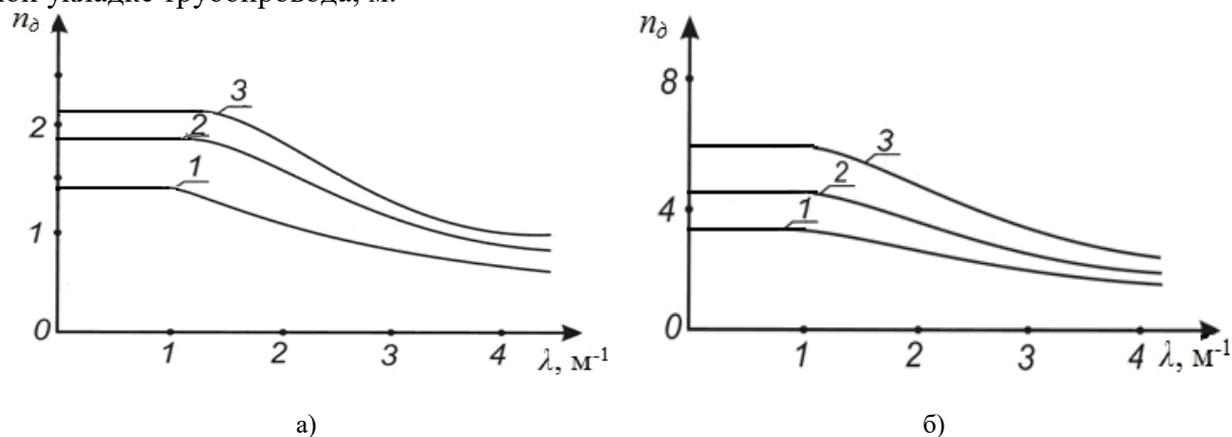


Рис.1. Зависимости динамического коэффициента (n_d) от параметра сейсмического воздействия (λ) при 1 – $\tau=20$; 2 – $\tau=30$; 3 – $\tau=40$ [9].

Формулы (1)–(6) являются основными для определения продольных растягивающих напряжений в трубопроводе по КМК 2.01.03–2019 [9].

Формулы (1)–(6) КМК 2.01.03-2019 имеют следующие неточности и недостатки:

1. В формуле (1) коэффициент B_{np} – приведенная жесткость трубопровода не имеет место в реальности. Так как этот коэффициент воображаемый и не существующий в реальности.

2. Коэффициент динамичности n_g – определяется по формулам (3), где τ_0 и λ неизвестны какие они коэффициенты и откуда они возникли. Коэффициент τ_0 судя по формуле (3) безразмерная, а λ имеет размерность m^{-1} . Известно, что коэффициент динамичности обычно определяют в зависимости от частоты волны.

3. Также физически не существует коэффициент α_r , которая является воображаемым коэффициентом. Следовательно, из-за этого, возникает формула (4) и различные значения числа M для трубопровода и грунта. Фактически значения числа M для трубопровода и грунта всегда меньше 1.

4. Формула (1) фактически получена на основе квазистатической теории сейсмостойкости подземных трубопроводов, где главным постулатом считается равенства продольных (по оси трубопровода) деформаций трубопровода и грунта при воздействии сейсмических воздействий.

5. Коэффициент взаимодействия K_x , определяется из эмпирической формулы (6), где коэффициенты, входящие в эту формулу, определяются из сложных экспериментов.

Результаты и их анализ. Анализ численных результатов, полученных в результате решения волновой теории сейсмостойкости подземных трубопроводов [4], показывает, что основная гипотеза квазистатической теории сейсмостойкости подземных трубопроводов не выполняется (рис.2).

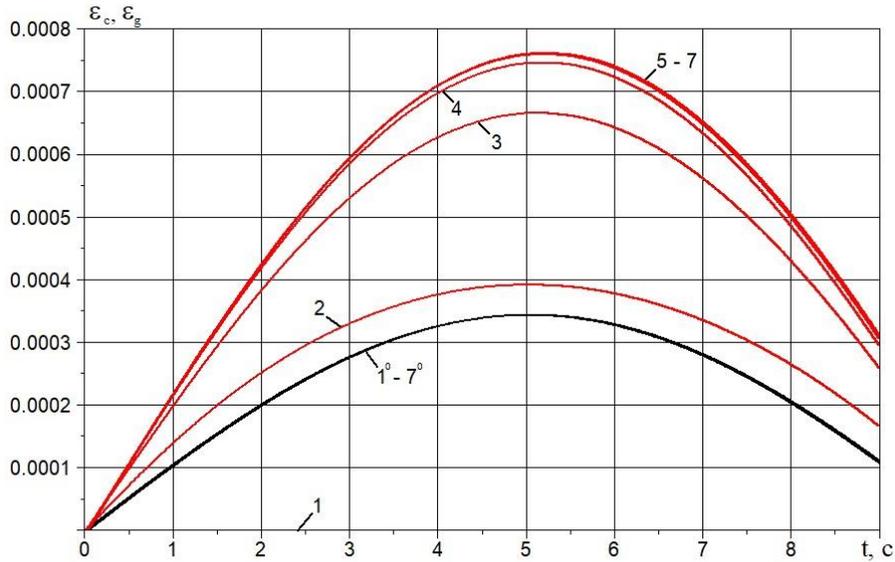


Рис.2. Изменения продольной деформации трубопровода (кривые 1-7) и грунта (кривые 1^0-7^0) для сечений трубопровода $x=0; 5; 10; 15; 20$ и 30 м от начального сечения.

Как видно из рис.2, деформация трубопровода больше деформации грунта на два с лишним раза при частоте сейсмической волны 0.05 с^{-1} . Это обстоятельство требует уточнения формулы (1).

Согласно нелинейной теории сейсмостойкости подземных трубопроводов [10], коэффициент взаимодействия можно определить через коэффициенты прочности грунта. Так как, при продольном взаимодействии трубопровода с грунтовой средой под действием сейсмической нагрузки, в силу большой прочности материала трубопровода (сталь, чугун, полимеры), деформируется грунт до разрушения на контактном слое. Поэтому диаграммы взаимодействия подземного трубопровода с грунтом (рис.3) [7], в виде зависимости касательного напряжения (силы трения) на поверхности контакта трубы с грунтом, от относительного смещения трубы относительно грунта, можно считать диаграммой сдвигового деформирования грунта.

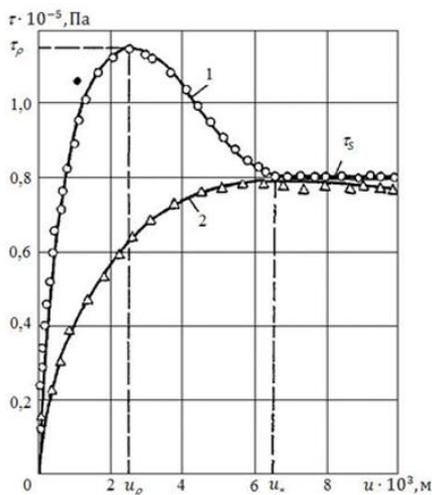


Рис.3. Диаграмма силы взаимодействия (трения) на контактном слое грунта трубопровода с грунтовой средой [7]: Кривая 1 для ненарушенной структуры грунта; кривая 2 для нарушенной структуры грунта.

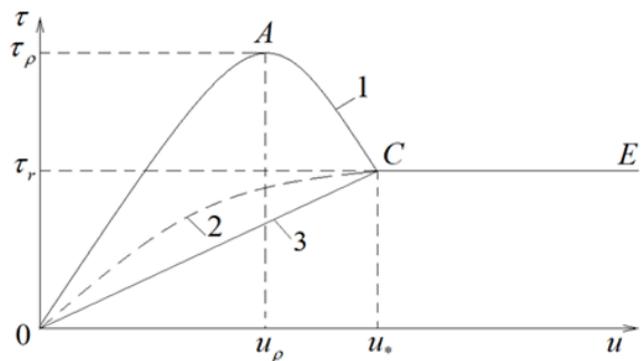


Рис.4. Схематическое представление экспериментальной диаграммы взаимодействия подземного трубопровода с грунтом. Кривая 1 для ненарушенной структуры грунта; кривая 2 для нарушенной структуры грунта; прямая 3 идеализированная кривая взаимодействия для нарушенной структуры грунта.

Экспериментальную диаграмму на рис.3, схематически можно представить, как на рис.4. Если допустим, что взаимодействия подземного трубопровода с грунтом происходит по прямой 3, то на этом участке выполняется линейный закон (7). А на участке *CE*, выполняется закон Амонтона – Кулона (8). В точке *C* они должны быть равными. Из этого условия (9), получим, с учетом (10) и (11), уравнения (12) и (13). Формулы (10) и (11) получены согласно результатам экспериментов [7] приведенным на рис.5. Уравнения (10) и (11) по сути, раскрывают структуру коэффициента K_x . Формула (11) показывает, что, K_x – это коэффициент жесткости связи внешней поверхности трубопровода с грунтом имеющий размерность Па/м. В формуле (10), коэффициент K_N , имеющий размерность m^{-1} , является коэффициентом взаимодействия подземного трубопровода с грунтом. Значения K_N , определяются из (12) или (13).

$$\tau = K_x u \quad (7)$$

$$\tau_r = c + f\sigma_N \quad (8)$$

$$\tau = \tau_r = K_N \sigma_N u_* = c + f\sigma_N \quad (9)$$

$$\tau = K_N \sigma_N u_* \quad (10)$$

$$K_x = K_N \sigma_N \quad (11)$$

$$K_N = \frac{f}{u_*} + \frac{c}{\sigma_N u_*} \quad (12)$$

$$K_N = \frac{f}{u_*} \quad (13)$$

Формула (12) для определения значения коэффициента взаимодействия в случае ненарушенного грунта вокруг трубопровода, а (13) когда структура грунта нарушена ($c=0$). В (12) и (13), c – коэффициент сцепления грунта, f – коэффициент внутреннего трения, u_* – критическое значение относительного смещения при котором происходит переход от одной стадии взаимодействия в другую, т.е. от первой стадии (прямая 3, рис.4) где сила взаимодействия зависит от значения относительного смещения к второй стадии (прямая *CE*, рис.4) где она не зависит от значения относительного смещения. Коэффициенты c , f , u_* являются прочностными характеристиками грунтов и определяются для любых типов грунтов в лабораторных условиях на сдвиговых установках, например как на рис. 6.

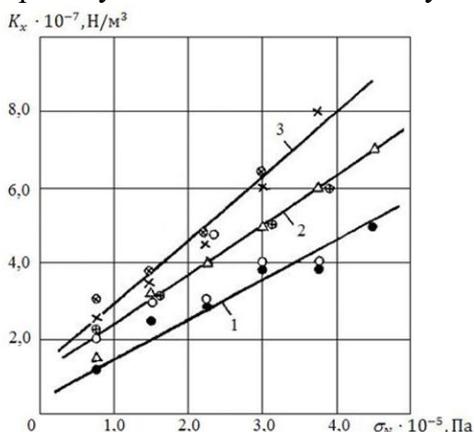


Рис.5. Экспериментальные зависимости коэффициента K_x от нормального давления грунта на трубопровод (глубина заложения). Кривые 1-3 относятся к разным внешним диаметрам труб $D_N = 0.1; 0.15; 0.2$ м соответственно [7].

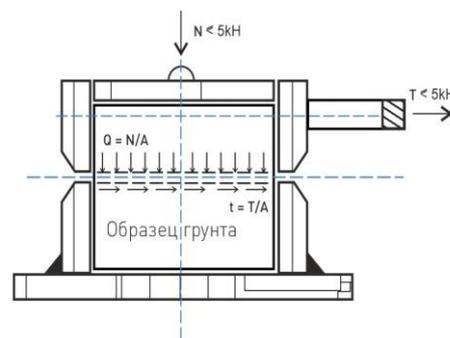


Рис.6. Схематический вид прибора для плоскостного сдвига образцов грунта и фрагментов внешней поверхности подземного сооружения с грунтом. A - площадь сдвига; N - нормальная к площади сдвига сила; Q - нормальная к площади сдвига напряжения; t - касательная к площади сдвига напряжения (сила взаимодействия или трения); T - сдвигающая сила.

На этой установке можно определить диаграммы взаимодействия (рис.3) для грунтов не нарушенной и нарушенной структуры, так как, согласно теории (7) – (13), процесс взаимодействия является процессом локальным [7]. В этом случае, образец грунта нижней камеры прибора заменяется фрагментом внешней поверхности подземного сооружения. Отметим, что определения прочностных характеристик грунта c , f , u^* , осуществляется согласно нормативным требованиям и утвержденным методикам.

С использованием прочностных характеристик грунта и нелинейной волновой теории сейсмостойкости подземных трубопроводов [10], получены численные результаты нестационарной волновой задачи о взаимодействии подземного трубопровода с грунтовой средой при продольных сейсмических воздействиях [4]. На основе численных решений [4], получены зависимости изменения коэффициента динамичности n_g от частоты сейсмической волны f_s для стального трубопровода и лессового грунта (рис.7).

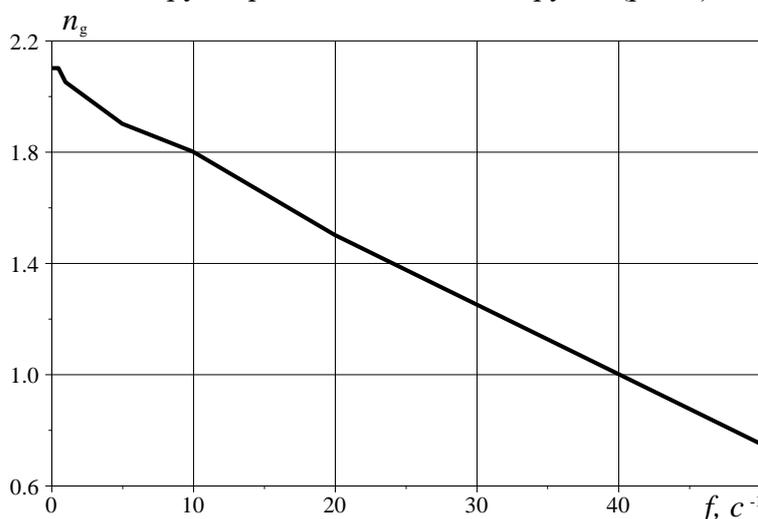


Рис.7. Изменения коэффициента динамичности n_g в зависимости от частоты сейсмической волны f_s .

Результаты расчетов приведены на рис.7. Здесь значения n_g определяется по формуле

$$n_g = \sigma_c^D / \sigma_c^0 \quad (14)$$

где $\sigma_c^0 = E_c \varepsilon_g$, σ_c^0 - продольная напряжение в трубопроводе, согласно квазистатической теории сейсмостойкости подземных трубопроводов; σ_c^D - продольная напряжения в трубопроводе определенная расчетным путем по волновой теории сейсмостойкости подземных трубопроводов; E_c - модуль упругости материала трубопровода; ε_g - продольная деформация грунта при сейсмическом воздействии.

Результаты на рис.7, совершенно отличаются от традиционных аналогичных результатов для надземных сооружений (высотных зданий) полученных на основе теории колебаний. Этим и отличается поведения подземного сооружения от надземным.

В теории колебаний с ростом частоты колебаний, динамический коэффициент, обычно растет. А при расчетах подземных трубопроводов такой результат не наблюдается. Этот результат в отличие от результата на рис.1, имеет конкретный физический смысл.

Заключения

1. Предлагается разработать на основе нелинейной волновой теории сейсмостойкости подземных трубопроводов, расчетные формулы для определения продольных напряжений в подземных трубопроводах при сейсмических воздействиях для включения в новой редакции КМК 2.01.03.

2. Предлагается пересмотреть формулы (1) – (6) КМК 2.01.03-19 в целях их замены на достоверно научно обоснованным формулам, в которых все параметры и коэффициенты имели точную физическую смысл и конкретных простых методов их определения.

3. Рекомендуются определения параметров и коэффициентов расчетных формул для определения напряжений в подземном трубопроводе, через значения прочностных и физико-механических характеристик окружающей трубопровод грунта и материала трубопровода.

4. Рекомендуются, учитывая локальность процесса взаимодействия подземных трубопроводов, а также подземных сооружений с окружающей их грунтом при сейсмических воздействиях, согласно волновой теории сейсмостойкости подземных сооружений, диаграммы взаимодействия определит лабораторных условиях на стандартных сдвиговых приборах.

5. Рекомендуются определит коэффициент динамичности, используемый при расчетах на сейсмостойкость подземных трубопроводов, в зависимости от частоты сейсмических волн в грунте, как это достоверно отражает суть данного коэффициента.

ЛИТЕРАТУРА

1. O'Rourke M.J., Liu X. Response of Buried Pipelines Subject to Earthquake Effects. – MCEER: Univ. at Buffalo, USA. – 1999. – 249 p.
2. O'Rourke T.D., Jung J.K., Argyrou C. Underground pipeline response to earthquake-induced ground deformation // Soil Dynamics and Earthquake Engineering. – 2016. – Vol.91. – P. 272–283.
3. Israilov M.S. Solution of the External Pochhammer–Chree Problem and Bending Seismic Vibrations of the Pipeline in Infinite Elastic Continuum // Mechanics of Solids. – 2023. – Vol.58. – P.26–37.
4. Sultanov K.S. Contact interaction of an underground pipeline with soil under dynamic impacts // Facta universitatis-series. Mechanical engineering. – 2024. – Vol. 22 (3). – P.485-501.
5. Sultanov K.S. A non-linear law of the deformation of soft soils // Journal of applied mathematics and mechanics. – 1998. – Vol. 62 (3). - P. 465-472.
6. Sultanov K.S. The attenuation of longitudinal waves in non-linear viscoelastic media // Journal of applied mathematics and mechanics. – 2002. – Vol. 66 (1). - P.115-122.
7. Sultanov K.S. Laws governing the interaction of underground structures with soil during their relative displacement // International applied mechanics. - 1993. – Vol. 29 (3). - P.217-223.
8. Bakhodirov A.A., Ismailova S.I., Sultanov K.S. Dynamic deformation of the contact layer when there is shear interaction between a body and the soil // Journal of applied mathematics and mechanics. – 2015. – Vol. 79 (6). - P.587-595.
9. КМК 2.01.03-19 Строительство в сейсмических районах / Минстрой РУз.- Ташкент, 2019. -111 с.
10. Sultanov, K.S., Vatin, N.I. Wave Theory of Seismic Resistance of Underground Pipelines // Applied Sciences. – 2021. – № 4. – Pp. 1797. DOI:10.3390/app11041797. URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/11/4/1797>.

Дата поступления
21.07.2025

Sultanov K.S. Seysmik kuchlar ta'siridan yer osti quvurlarining grunt bilan o'z'aro ta'sir parametrlarini va quvurdagi bo'ylama kuchlanishlarni aniqlashga yangi yondashuv.

Annotatsiya. Yer osti inshootlarining, xususan yer osti quvurlarining, grunt bilan o'zaro ta'sir parametrlarini aniqlash usuli va uni asosi keltirilgan. Yer osti inshootlarining grunt bilan o'zaro tasiri lokal xususiyatga ega ekanligini e'tiborga olib, inshootning grunt bilan kontaktdagi sirtining xar bir nuqtasi uchun o'zaro ta'sir parametrlarini aniqlash zarurligi ko'rsatilgan. Ko'pincha, yer osti inshootining mustahkamligi, grunt mustahkamligidan ancha ko'p bo'lganligi uchun, ularning o'zaro ta'sirida, malum kotakt qatlamida, faqat grunt deformatsiyalanadi va buziladi. Bu holat, inshootning grunt bilan o'zaro ta'sir parametrlarini, grunting mustahkamlik xususiyati koeffitsientlari orqali aniqlash imkoniyatini beradi. Shuningdek, yer osti quvurlaridagi bo'ylama kuchlanishlarni aniqlash formulalari taxlil qilinib, ushbu formuladagi dinamik koeffitsientni aniqlashning yangi usuli tavsiya qilingan.

Kalit so'zlar: yer osti quvuri, seysmik kuchlar, to'lqin, grunt, o'zaro ta'sir, ishqalanish kuchlari, mustahkamlik, kuchlanish, deformatsiya, me'yoriy usul.

Sultanov K.S. New approach to assessing interaction parameters between underground pipelines and soil and longitudinal stresses acting on them during seismic events.

Abstract. This paper outlines the method and its validation for determining the interaction coefficient between underground structures, particularly underground pipelines and the surrounding soil. Considering that the interaction occurs locally along the outer surface of the structures-along their perimeter and length-it is necessary to determine the interaction parameters at each contact point between the structure's outer surface and the soil. Since the material of the underground structure is generally much stronger and more stable than the soil, it is assumed that the interaction causes soil deformation and failure at a certain contact layer. Therefore, the interaction parameters are derived using the strength properties of the surrounding soil. Additionally, the paper analyzes calculation formulas for longitudinal stresses in pipelines and proposes a new method for determining the dynamic coefficient in these formulas.

Keywords: underground pipeline, seismic load, wave, soil, interaction, friction force, strength, stress, strain, normative method.

ДВИЖЕНИЯ СМЕСИ “ВОЗДУХ-ХЛОПОК-СЫРЕЦ” В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМАХ ПРИ ОЧИСТКЕ ЕЕ ОТ СОРНЫХ ПРИМЕСЕЙ

Мардонов Б.М., Салимов А.М., Салимов О.А.

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Ташкент, Узбекистан

E-mail: ggg1990s@gmail.com

Аннотация. На основе анализа результатов исследований по совершенствованию процесса транспортировки и очистки хлопка от сорных примесей и пыли установлено, что имеются нерешенные вопросы теоретического и практического значения, в частности, при рассмотрении вопросов совершенствования устройств для очистки хлопка от мелкого сора и пыли. С этой целью была усовершенствована система очистки хлопка от мелкого сора и пыли, на основе теоретического изучения движения мелкого сора, волокнистых отходов и запыленного воздуха в пневмотранспортных системах, выявлены закономерности влияния различных технологических факторов на интенсивность выделения сорных примесей из потока хлопка сырца.

Ключевые слова: хлопок, мелкий сор, инек, пыль, очистка, устройство, парогенератор, вентилятор.

Введение. На хлопкоочистительных заводах используют пневматические и механические средства для транспортировки хлопка. Достоинствами винтовых конвейеров являются простота конструкции и несложное обслуживание, сравнительно небольшие габариты, удобство промежуточной разгрузки, герметичность и др.

В процессе транспортировки и сушки хлопка на хлопкоочистительных предприятиях от хлопка отделяются мелкие примеси и пыль, которые переносятся воздухом в его пустотах. В результате перехода мелких примесей и пыли в хлопок из пассивного в активное состояние, они оказывают отрицательное воздействие на окружающую среду, передаточные элементы технологического оборудования и хлопковую продукцию [1, 2]. Поэтому хлопок из сушильного барабана эффективно передавать в транспортирующее устройство через наклонный желоб и очищать на колковом винтовом конвейере.

В винтовых конвейерах рабочей частью загрузочного транспортера является винт с колками, установленный таким образом, что он вращается внутри замкнутой оболочки [3]. Материал перемещается по оболочке со скольжением и снимается с одного или нескольких мест на ней. При этом хлопок перемещается по рабочей поверхности вращающегося винта и оболочки, расположенной внутри. В результате в транспортно-очистительном устройстве происходит отделение мелких примесей и пыли, находящихся в хлопке [4].

Выявлена возможность снижения выбросов мелких примесей и пыли в атмосферу с воздухом, отделяемым в устройстве для транспортировки и очистки хлопка. В результате проведенных исследований получен патент UZ FAP 2481 на полезную модель «Устройство для очистки сушильного агента (воздуха), используемого в хлопкоосушилках», позволяющую производить очистку от пыли, волокнистых отходов и сорных примесей в устройстве для очистки сушильного агента (воздуха), используемого в хлопкоосушилках [5].

Водяной пар и воздух, используемые в хлопкоосушительке, подаются в устройство. В нем образуется смесь сорных примесей и пыли из отработанного воздуха с водяным паром. За счет увеличения массы сорных примесей и пыли и снижения скорости в устройстве смесь отделяется от воздушного потока и удаляется из устройства через вакуум-клапан. Очищенный воздух направляется на следующий процесс. На основе этого разработана усовершенствованная технологическая система, состоящая из «Устройства транспортировки и очистки хлопка – Пневмотранспорта – Пылеуловителя», которая обеспечивает транспортировку и очистку хлопка, а также высокую эффективность очистки сушильного агента (воздуха), используемого в хлопкоосушилках (рис. 1).

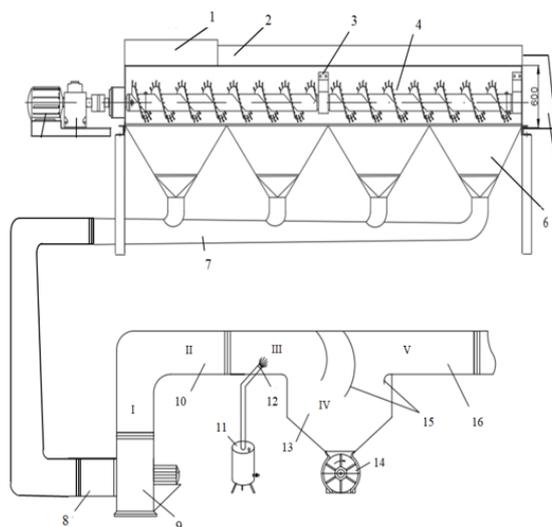


Рис.1. Схема усовершенствованной системы очистки хлопка и отработанного запыленного воздуха:

1 - наклонный слив; 2 – шнек с колками; 3 – кронштейн; 4 – решетчатая поверхность; 5 – выходная часть очищенного хлопка; 6 - загрязнитель; 7 - труба для сбора мусора и пыли; 8 - всасывающая труба к вентилятору; 9 - вентилятор; 10 - подводящая труба к устройству очистки воздуха от пыли; 11-парогенератор; 12 - паровой распылитель; 13 - бункер для сбора пыли и волокнистых отходов; 14 -вакуумный клапан; 15 - вертикальные заградительные элементы и 16 - воздухопровод очищенного воздуха.

Хлопок после сушки подается в устройство для транспортировки и очистки хлопка через наклонный желоб 1. В нем хлопок транспортируется колковым шнеком 3 по поверхности сетчатой поверхности 4, очищается от сорных примесей и выводится из устройства через выпускное отверстие 5. Отделенные в устройстве сорные примеси и пыль через бункер 6 и трубы 7 и 8 всасываются в вентилятор 9. Водяной пар, образующийся в парогенераторе 11, подается в трубу 10 с помощью распылителя 12. Мелкие сорные примеси и волокнистые отходы смешиваются с водяным паром и подаются в бункер 13. В бункере образуется смесь сорных, пылеволокнистых и волокнистых отходов и водяного пара. За счет увеличения их массы, большого объема камеры и наличия в ней вертикальных заградительных элементов 14, скорость сушильного агента уменьшается, а сорные и волокнистые отходы удаляются из пылеуловителя через вакуумный клапан 14. В уловителе очищенный от мелких примесей и пыли воздух по трубопроводу 16, направляется на следующий процесс.

Изучим процесс транспортировки хлопка в зоне отделения мелкого сора и пыли от потока хлопкового сырца (1 - зона отделения мелкого сора и пыли) (рис. 2). В работах [6-7] проведены теоретические исследования по определению скорости движения хлопкового потока в усовершенствованном устройстве для транспортировки и очистки хлопка.

С целью оценки количества выбросов хлопковой пыли в окружающую среду проанализируем скорость движения хлопка на шнековом конвейере [8]. Для составления уравнения движения хлопка в частях шнекового конвейера (шнека), используемого в процессе транспортировки хлопка, принимаем следующие допущения (гипотезы):

1. Скорость вращения винта постоянна.
2. Движение хлопкового потока преимущественно происходит вдоль шнекового тракта.
3. Процесс движения хлопка осуществляется в слое при условии $H/R < 1$, где H – толщина слоя, м; R – радиус винта, м.
4. Слой хлопка, движущийся по сетчатой поверхности, занимает дугу с центральным углом α ($\alpha < 2\pi$).
5. В зоне транспортировки шнека поддерживают постоянную производительность потока.

$$\rho_0 v_0 S_0 = \rho v S_0 = Q_0 \text{ (кг/сек).} \quad (1)$$

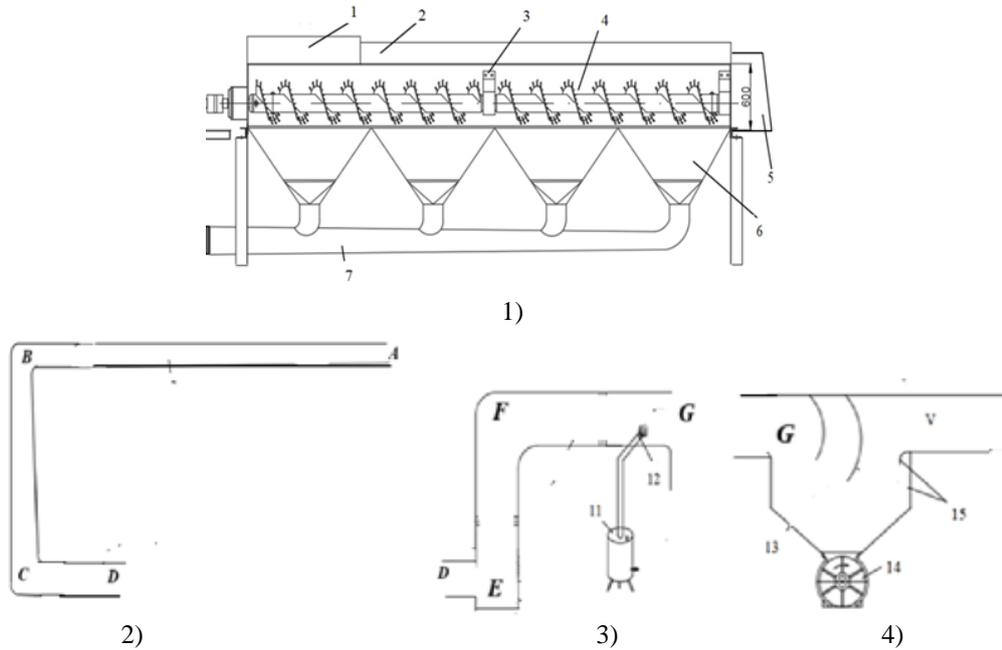


Рис. 2. Схема устройства для очистки хлопка и запыленного воздуха, разделенная на зоны (переходы).
 1 - зона отделения мелкого сора и пыли; 2 - зона переноса смеси; 3 - зона приготовления смеси; 4 - зона отделения от воздуха волокнистых отходов и сорных примесей.

Здесь: ρ , v - соответственно плотность (кг/м^3) и скорость (м/с) потока в произвольном сечении шнекового слоя, F_0 - площадь поперечного сечения слоя, м^2 , $v_0 = \omega \sqrt{R^2 + 4h^2 \pi^2}$, начальная скорость потока хлопка по траектории винта, м/с , ω скорость вращения винта, $1/\text{с}$, h - шаг винта, м , ρ_0 - начальная плотность потока, (кг/м^3) по винтовой линии. С учетом допущений 2 и 3 составим уравнение Эйлера [9]:

$$\rho_0 v_0 \frac{dv}{ds} = -\frac{dp}{ds} + Q_s - T_s \quad (2)$$

При этом будем считать, что движение потока происходит по винтовой дуге s , м , p - давление, Па , а шнековый конвейер вращается против часовой стрелки. Q_s - проекция действующей активной силы в направлении траектории потока, $T_s = fN_s$ - сила трения Кулона, N_s - нормальная сила, направленная перпендикулярно винтовой линии, $f = nf_0$, $n = S_1/S_0$ - коэффициент полезной поверхности сетки, S_0 , S_1 - площадь контакта на полной и замкнутой поверхности сетки f_0 - коэффициент трения хлопка на поверхности сетки. Определяем силы Q_s , N_s . Силами, действующими на поток, являются вес потока и вызванные им силы трения Кулона, а также силы всасывания через сетку. Для получения этих сил определим нормали к траектории потока. Направим ось Oz к горизонтальному направлению потока, ось Oy вертикально сверху вниз, а ось Ox перпендикулярно плоскости zOy . Выражения единичного касательного и нормального векторов, проведенных в произвольную точку траектории потока, имеют следующий вид:

$$\vec{\tau} = \frac{dx}{ds} \vec{i} + \frac{dy}{ds} \vec{j} + \frac{dz}{ds} \vec{k}, \quad \vec{n} = \frac{1}{K} \left(\frac{d^2x}{ds^2} \vec{i} + \frac{d^2y}{ds^2} \vec{j} + \frac{d^2z}{ds^2} \vec{k} \right). \quad (3)$$

Здесь $x(s)$, $y(s)$, $z(s)$ - координаты дуги траектории потока (винтовой линии).

$$x(s) = a \cos \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}}, \quad y(s) = a \sin \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}}, \quad z(s) = \frac{bs}{\sqrt{a^2 + b^2}} \quad (4)$$

$a = R$, $b = 2h/\pi$, $K = \sqrt{\left(\frac{d^2x}{ds^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2y}{ds^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2z}{ds^2}\right)^2}$ - кривизна винтовой линии.

Используя выражение (4), запишем уравнения (3) следующим образом:

$$\vec{\tau} = (-a \sin \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}} \vec{i} + a \cos \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}} \vec{j} + b \vec{k}) / \sqrt{a^2 + b^2},$$

$$\vec{n} = -\frac{a}{K(a^2 + b^2)} \left(\cos \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}} \vec{i} + \sin \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}} \vec{j} \right), K = a / (a^2 + b^2).$$

Внешними силами, действующими на единицу площади хлопкового потока, являются относительный вес хлопка $\vec{Q} = \rho g \vec{j}$ и сила трения $\vec{N} = f \rho g \vec{n}$, действующая на него поверхностью сетки. Кроме того, пусть на поверхность сетки в нормальном направлении действует сила внешнего давления и $\vec{P} = k p_c \frac{\vec{n}}{s_0}$ ($k=1-n$, $s_0=s_2-s_1$), p_c – внешнее давление, действующее на винтовую линию в интервале $s_1 < s < s_2$ ($s=al/2\pi$). Для горизонтально расположенного винта эти силы выражаются следующими формулами:

$$Q_s = |\vec{Q}|(\vec{\tau} \cdot \vec{j}) = \rho g \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}} \cos \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}}, \quad (5)$$

$$N_s = \rho g (\vec{n} \cdot \vec{j}) = \rho g \sin \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}}, \quad (6)$$

$$P_s = k p_c \frac{(\vec{n} \cdot \vec{n})}{s_0} = \frac{k p_c}{s_0}. \quad (7)$$

Уравнение (2) содержит три неизвестные функции v , p и ρ . Для замыкания уравнения примем следующие законы:

1. Уравнение состояния среды, устанавливающее связь между плотностью давления

$$\rho = \rho_0 [1 + A(p - p_0)]. \quad (8)$$

$A=1/K$ – экспериментально определяемый объемный модуль сжатия хлопка-сырца, p_0 – начальное давление.

2. Закон сохранения массы в потоке.

$$\rho v F_0 = Q_0 = \rho_0 v_0 F_0. \quad (9)$$

С помощью формул (8) и (9) установим связь между расходом и плотностью скорости потока

$$\rho = \frac{Q_0}{v F_0} = \frac{\rho_0 v_0}{v}. \quad (10)$$

Учитывая (10), из уравнения (8) получаем связь между давлением и скоростью:

$$p = p_0 + (v_0 - v) / v A. \quad (11)$$

Если учесть, что сила давления всасывания p_c , действующая в направлении нормали к поверхности сетки по дуге $s_1 < s < s_2$, то уравнение (2) для первой секции конвейера принимает следующий вид) $l = \sqrt{a^2 + b^2}$.

$$\rho_0 v_0 \frac{dv}{ds} = -\frac{dp}{ds} + \rho g \left(\cos \frac{s}{l} - f \sin \frac{s}{l} \right), \text{ при } 0 < s < s_1 \quad (12)$$

$$\rho_0 v_0 \frac{dv}{ds} = -\frac{dp}{ds} + \rho g \left(\cos \frac{s}{l} - f \sin \frac{s}{l} \right) - \frac{p_c}{s_0}, \text{ при } s_2 < s < l$$

$$\rho_0 v_0 \frac{dv}{ds} = -\frac{dp}{ds} + \rho g \left(\cos \frac{s}{l} - f \sin \frac{s}{l} \right), \text{ при } s_2 < s < l. \quad (13)$$

Подставив выражения плотности и давления из (10) и (11) в (12) и (13), составим уравнение относительно скорости $v(x)$:

$$\frac{dv}{ds} = \frac{gv}{c^2 \left(\frac{v^2}{c^2} - 1 \right)} \left(\cos \frac{s}{l} - f \sin \frac{s}{l} \right), \text{ при } 0 < s < s_1$$

$$\frac{dv}{ds} = \frac{gv}{c^2 \left(\frac{v^2}{c^2} - 1 \right)} \left(\cos \frac{s}{l} - f \sin \frac{s}{l} \right) - f \frac{p_1}{s_0 \rho_0 v_0} \frac{v^2}{c^2 \left(\frac{v^2}{c^2} - 1 \right)}, \text{ при } s_1 < s < s_2.$$

$$\frac{dv}{ds} = \frac{gv}{c^2 \left(\frac{v^2}{c^2} - 1 \right)} \left(\cos \frac{s}{l} - f \sin \frac{s}{l} \right), \text{ при } s_2 < s < l$$

Здесь $c = \sqrt{\frac{K}{\rho_0}}$. Эти уравнения нелинейны и могут быть решены численно.

Рассматривая $v_0/c \ll 1$ и $v_0^3/c^3 \approx 0$, приведенные выше уравнения приведем к следующему виду:

$$\frac{dv}{ds} = -\frac{gv}{c^2} \left(\cos \frac{s}{l} - f \sin \frac{s}{l} \right), \quad (14)$$

Когда

$$\frac{dv}{ds} = -\frac{gv}{c^2} \left(\cos \frac{s}{l} - f \sin \frac{s}{l} \right) + f \frac{p_1}{s_0 \rho_0 v_0} \frac{v^2}{c^2}, \text{ при } s_1 < s < s_2 \quad (15)$$

$$\frac{dv}{ds} = -\frac{gv}{c^2} \left(\cos \frac{s}{l} - f \sin \frac{s}{l} \right), \text{ при } s_2 < s < l \quad (16)$$

Решение уравнения (14) при условии $v(0)=v_0$ является скоростью в начальном диапазоне шнекового конвейера $0 < s < s_1$ ($0 < \alpha < 2\pi s_1/l$)

$$v = v_1(s) = v_0 \exp[-bF(s)]. \quad (17)$$

Здесь $b=gl/c^2$, $F=\sin(s/l)+f\cos(s/l)$.

Уравнение (15) представляет собой уравнение Бернулли, которое сводится к линейному уравнению относительно функции $u=l/v$

$$\frac{du}{ds} = \frac{gu}{c^2} \left(\cos \frac{s}{l} - f \sin \frac{s}{l} \right) - f \frac{p_c}{s_0 \rho_0 v_0 c^2}.$$

Решение этого уравнения при условии $u(0)=u_0=l/v_1(s_1)$ имеет вид:

$$u = \exp[bF(s)] \left\{ 1/v_1(s_1) \exp[-bF(s_1)] - \frac{fkp_c}{s_0 \rho_0 v_0 c^2} \int_{s_1}^s \exp[-bF(t)] dt \right\}.$$

Таким образом, при наличии внешнего давления в интервале $s_1 < s < s_2$ скорость потока имеет вид:

$$v = v_2(s) = \frac{\left(\exp[-bF(s)] \right)}{1/v_1(s_1) \exp[-bF(s_1)] - \frac{kfp_c}{s_0 \rho_0 c^2} \int_{s_1}^s \exp[-bF(t)] dt}. \quad (18)$$

Для первой секции шнекового конвейера скорость потока хлопка на последнем интервале $s_2 < s < l$ при значениях полярного угла $0 < \theta < 2\pi$ определяется по следующей формуле:

$$v = v_3(s) = v_2(s_2) \exp[-bF(s) + bF(s_2)]. \quad (19)$$

Таким образом, формулы (17)-(19) определяют закономерность распределения расхода хлопка вдоль линии по первому шагу ($0 < z < h$) винтовой линии.

Если общая длина первой секции конвейера равна L , то приведенные выше формулы можно использовать для интервалов полярного угла $0 < \theta < 2m\pi$, где $m = L/h$ – число шагов шнека.

На рисунках 3 - 6 показаны графики распределения скорости (а) и плотности (б) вдоль оси конвейера при различных значениях модуля объемного сжатия хлопка K (кПа) и давления p_c (Па) на первом участке конвейера для случая $m=7$. Расчеты производятся по следующим значениям параметров: $v_0=4$ м/с, $\rho_0=80$ кг/м³, $R=0.3$ м, $h=0.3$ м, $L=2.1$ м, $f=0.3$.

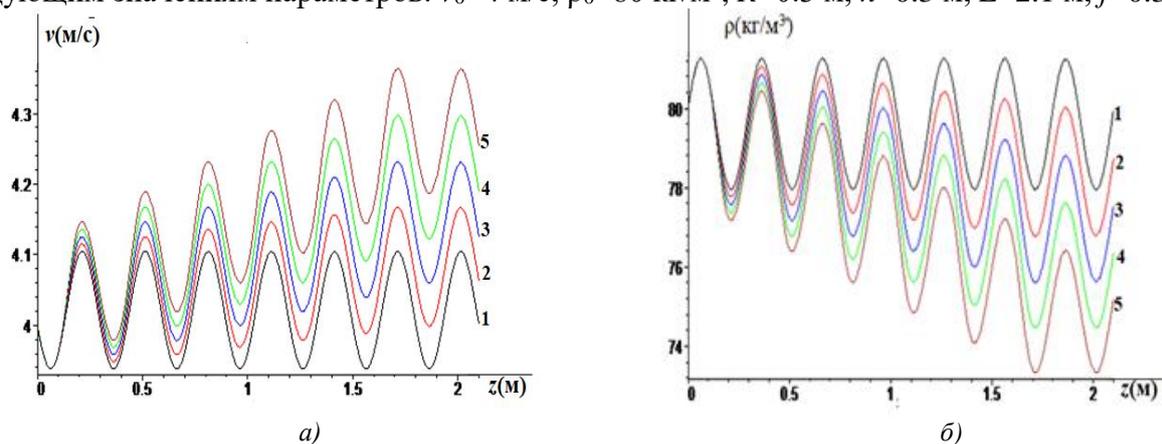


Рис. 3. Графики изменения скорости (а) и плотности (б) потока при различных значениях давления p_c (Па) вдоль оси конвейера при $K=12$ кПа в первой секции конвейера: 1- $p_c=0$, 2- $p_c=200$ Па, 3- $p_c=400$ Па, 4- $p_c=600$ Па, 5- $p_c=800$ Па.

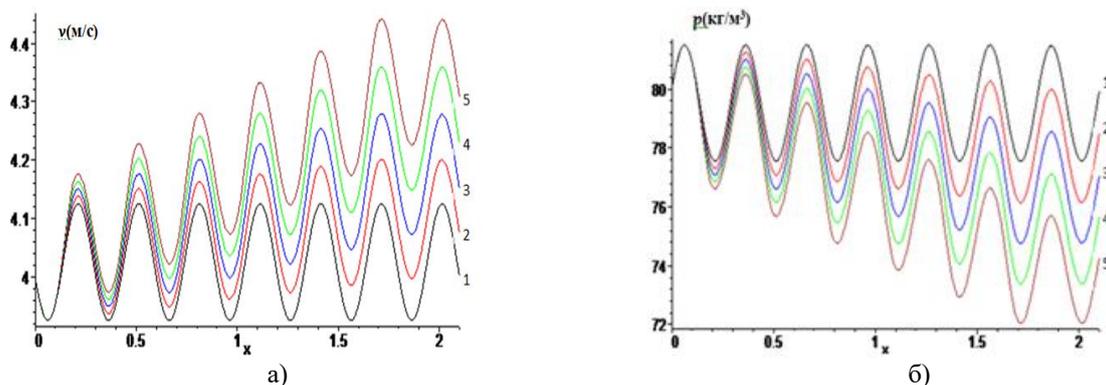


Рис.4. Графики изменения скорости (а) и плотности (б) потока при различных значениях давления p_c (Па) вдоль оси конвейера при $K=10$ кПа в первой секции конвейера: 1- $p_c=0$, 2- $p_c=200$ Па, 3- $p_c=400$ Па, 4- $p_c=600$ Па, 5- $p_c=800$ Па.

По результатам приведенного выше расчета сделаны следующие выводы. При внешнем нулевом давлении в первой секции конвейера скорость и плотность периодически изменяются равномерно по шагу шнека по максимуму и минимуму. По мере увеличения внешнего давления скорость по шагу винта увеличивается, а плотность уменьшается (графики 2, 3).

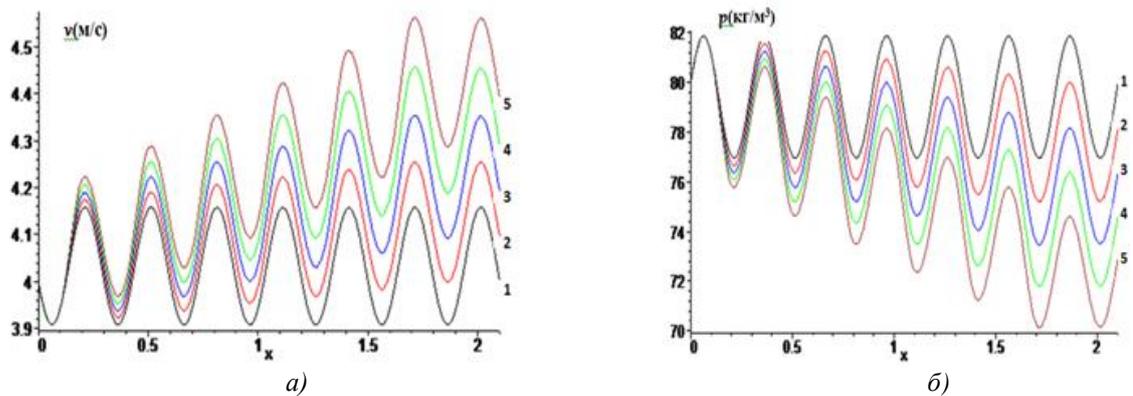


Рис.5. Графики изменения скорости (а) и плотности (б) потока при различных значениях давления p_c (Па) вдоль оси конвейера при $K=8$ кПа в первой секции конвейера: 1- $p_c=0$, 2- $p_c=200$ Па, 3- $p_c=400$ Па, 4- $p_c=600$ Па, 5- $p_c=800$ Па

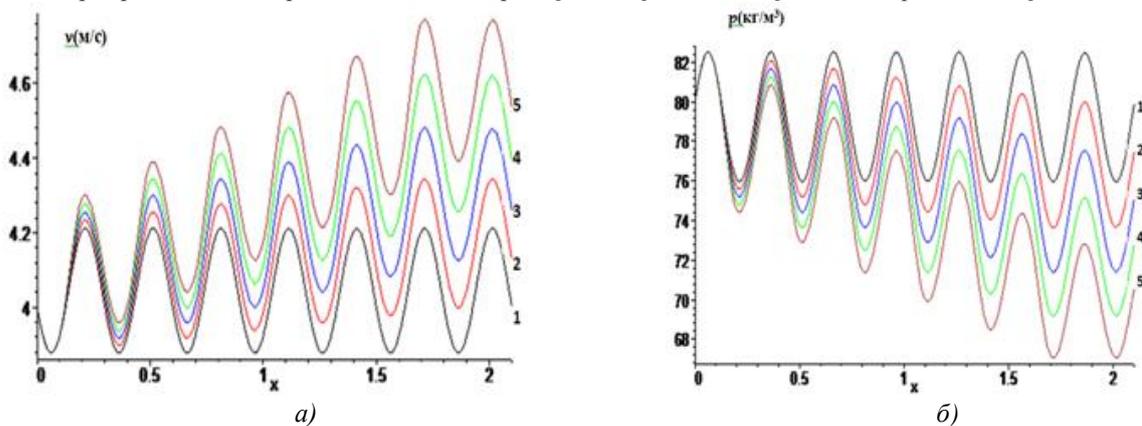


Рис.6. Графики изменения скорости (а) и плотности (б) потока при различных значениях давления p_c (Па) вдоль оси конвейера при $K=6$ кПа в первой секции конвейера: 1- $p_c=0$, 2- $p_c=200$ Па, 3- $p_c=400$ Па, 4- $p_c=600$ Па, 5- $p_c=800$ Па

Эти изменения зависят от исходного состояния хлопка. Например, если модуль объемной плотности хлопка $K=12$ кПа, то минимальное значение скорости при давлении 0 (нуле) варьируется от 3.8 м/с до 4.1 м/с. Плотность варьируется от 81 кг/м³ до 78.2 кг/м³. Если $K=6$ кПа, скорость увеличивается с 4.25 м/с до 4.6 м/с. А плотность снижается с 82 кг/м³ до 69.5 кг/м³. При давлении 600 Па, скорость увеличивается с 4.12 м/с до 4.3 м/с. А плотность снижается с 81 кг/м³ до 74.5 кг/м³.

Эти законы повторяются при движении хлопка на других участках конвейера.

Если внешнее давление равно нулю, то изменение скорости и плотности на другом участке сохраняет закон первого участка. Если давление 600 Па, то скорость увеличивается до 4.36 м/с на последнем четвертом участке, т.е. на выходе, если $K=12$ кПа, $P=600$ Па. Если $K=12$ кПа, плотность снижается до 70 кг/м³.

Если $K=6$ кПа, скорость увеличивается на 5.2 м/с. Плотность снижается до 55 кг/м³.

Теперь изучим движение мелкого сора, волокнистых отходов и запыленного воздуха в зоне перемещения смеси в устройстве (во 2 - 4 зонах переноса смеси).

Выбрав смесь частиц пыли и волокон в качестве двухкомпонентной среды, проведем анализ их скоростей на основе моделей, предложенных в [10-11]. Приняты следующие предположения:

а) скорость потока воздуха постоянная; б) взвешенная смесь среды принимается за «частицы пылеволокнистой массы»; г) в качестве смеси принимаются частицы пылеволокнистой массы и водяной пар. Начало координат поместим в начальный участок трубы, а ось Ox направим вниз. Движение компонентов смеси в зонах переноса (2) описывается уравнением Эйлера [12].

$$\rho_{10} u_{10} \frac{du}{dx} = k_{01} (u_0 - u) + k_{11} (v - u) + \rho_1 g, \quad (20)$$

$$\rho_{20}u_{20} \frac{dv}{dx} = k_{02}(u_0 - u) + k_{11}(v - u) + \rho_2 g. \quad (21)$$

Здесь u_0 – скорость воздуха, $u(x)$ и $v(x)$ скорости волокон и пылевых частиц, ρ_1 и ρ_2 – их плотности, k_{01} , k_{02} – аэродинамическая сила между пылевым волокном и воздухом, k_{12} – сила контакта между пылью и волокном, соответственно.

При интегрировании уравнений (20) и (21) плотности ρ_1 и ρ_2 определяются уравнениями состояния пылевых и волокнистых сред. При большой скорости воздуха и малых значениях расстояния плотности можно считать постоянными и равными начальным ρ_{10} и ρ_{20} , тогда решение этих уравнений будет иметь простой аналитический вид и их можно проинтегрировать при следующих условиях:

$$u = u_{10}, v = v_{10}, \quad (22)$$

v_{10} , u_{10} – скорости движения частиц пыли и волокон в начальном участке трубы.

Систему уравнений (21) и (22) представим в следующем виде:

$$\frac{du}{dx} = -a_1 u + b_1 v + A_0, \quad (23)$$

$$\frac{dv}{dx} = -a_2 v + b_2 u + B_0. \quad (24)$$

Здесь $a_1 = a_{01} + b_1$, $a_2 = a_{02} + b_2$, $a_{01} = k_{01}/\rho_{10}u_{10}$, $a_{02} = k_{02}/\rho_{20}u_{20}$, $b_1 = k_{11}/\rho_{10}u_{10}$, $b_2 = k_{11}/\rho_{20}u_{20}$, $A_0 = (u_0 k_{01})/(\rho_{10}u_{10}) + (\rho_0 g)/(\rho_{10}u_{10})$, $B_0 = (u_0 k_{02})/(\rho_{20}u_{20}) + (\rho_2 g)/(\rho_{20}u_{20})$.

При использовании этих уравнений в горизонтальных трубопроводах сила веса не учитывается. В этом случае, скорости в каждой зоне выражаются уравнениями (24) и (25), для которых коэффициенты A_0 и B_0 имеют разный вид.

Расчеты проводились при следующих значениях параметров: $\rho_{10} = 3$ кг/м³, $\rho_{20} = 5$ кг/м³, $u_{10} = 1$ м/с, $u_{20} = 1.5$ м/с, $k_{01} = 8$ Нс/м⁴, $k_{02} = 12$ Нс/м⁴, $k_{11} = 1$ Нс/м⁴, $L_1 = 1.6$ м, $L_2 = 4$ м, $L_3 = 1$ м, $L_4 = 1.9$ м.

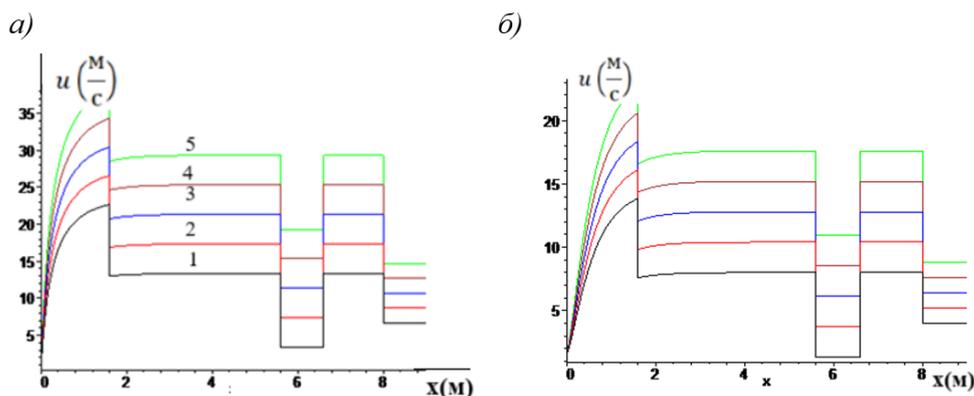


Рис. 7. Графики распределения скоростей пылевых частиц u (м/с) и волокнистой массы v (м/с) по зонам узла смесеприготовления при различных значениях скорости воздуха. u_0 (м/с) 1- $u_0=5$, 2- $u_0=6.5$, 3- $u_0=8$, 4- $u_0=9.5$, 5- $u_0=11$

Выводы. Разработка и совершенствование транспортно-очистительных устройств, способных эффективно удалять сор и пыль, имеет высокую экономическую и экологическую значимость.

Определен закон распределения скорости и плотности потока хлопка на шнековом конвейере. При этом наблюдалось, что скорость и плотность потока уменьшались по сечению с уменьшением объемного модуля сжимаемости хлопка-сырца.

Определен закон уменьшения количества сорных примесей по длине винтового конвейера. Изучен закон распределения частиц сорных примесей по трубе под воздействием воздушного потока. Обнаружено увеличение скорости и снижение плотности потока хлопка вдоль оси шнека.

По результатам исследований процесса очистки от мелкого сора и пыли при транспортировке хлопка получены следующие результаты:

1. Фракционный состав мелких сорных примесей и пыли, отделяемых от хлопка в зоне сепарации мелкой пыли и сорных примесей аппарата, составляет 18.2-35.8% при размере частиц сорных примесей и пылевых частиц до 5 мкм; от 5 до 10 мкм – 25.8-42.7%; от 10 до 50 мкм – 22.1-33.5% и свыше 50 мкм – 6.2-24.8.

Изучено распределение скорости пылевых частиц и волокнистой массы в секциях 2–4 транспортируемых трубопроводов, при наличии потока через сопла с дополнительной влагой. При этом наибольшую скорость частицы пыли и волокна будут иметь во второй секции.

2. На участке 2 установлено, что их скорости относительно уменьшаются и для перевода потока на участок 3 необходимо увеличить скорость воздуха. В частности, установлено, для реализации рассматриваемого случая скорость воздуха должна быть не менее 5(м/с).

На хлопкоочистительных предприятиях остро стоит проблема эффективной очистки хлопка от мелкого сора и пыли. Эти примеси не только ухудшают качество продукции, но и негативно влияют на окружающую среду; засоряют технологическое оборудование, вызывают износ и аварии, ухудшают условия труда. Полученные данные вносят значимый вклад в математическое моделирование процессов в текстильной промышленности, особенно в контексте комбинированного использования механических и пневматических методов очистки.

ЛИТЕРАТУРА:

- [1] *Мардонов Б.М., Салимов О.А.* Статистический метод оценки эффективности очистки мелкого сора и пыли при транспортировке хлопка // Журнал «Проблемы механики». 2023, №1. С. 47-54.
- [2] “Paxtani dastlabki ishlashning muvofiqlashtirilgan texnologiyasi” (PDI 70 - 2017), Toshkent “Paxtasanoat ilmiy markazi” AJ - T.:2019, 45 b.
- [3] *Жуманиязов К.* Создание систем транспорта и распределения средневолокнистого хлопка по поточным линиям очистки и батареям джинов. Дисс. на соискание уч. степ. д.т.н. Ташкент. 1989. 151 с.
- [4] *Mardonov B.M., Aminov Kh.Kh., Salimov O.A.* Paxta tashish moslamasida havo va chang aralashmasi harakatini o'rganish // Ekologiya jurnali. 2023, № 4, стр. 87-91.
- [5] *Мардонов Б.М., Салимов О.А.* Paxtani taшиш жараёнида майда ифлослик ва чангдан тозалаш самарадорлигини ошириш. Тошкент. ТТЕСИ, 2023, 117 б.
- [6] *Salimov A. M. va boshqalar.* Paxta quritgichlarida ishlatiladigan quritish vositasini (havoni) tozalash uchun qurilma. foydali modelga patent. UZ FAP 2481. 25.04.2024
- [7] *Салимов О.А., Мардонов Б.М., Салимов А.М.* Теоретическое изучение скорости потока хлопка на винтовом конвейере // Журнал текстиля Узбекистана. 2025, № 1, стр. 4-13.
- [8] *Севостьянов А.Г., Севостьянов П.А.* Моделирование технических процессов. Москва. Легкая и пищевая промышленность, 1984, 344 с.
- [9] *Рахматулин Х.А.* Газовая и волновая динамика. Москва. Изд МГУ, 1983, 196 с.
- [10] *Зарубин В.С.* Математическое моделирование в технике. Москва. Изд-во МВТУ, 2003, 496 с.
- [11] *Тарасюк В.П.* Математическое моделирование технических систем. Минск. Дизайн ПРО, 1997, 295с.
- [12] *Xodjiyev M.T., Mardonov B.M., Sirojiddinov F.N.* Paxta tozalash sanoatida texnologik jarayonlarni modellashtirish. 2023, 360 b.

Дата поступления
17.06.2025

Mardonov B.M., Salimov A.M., Salimov O.A. “Havo - paxta xomashyosi” aralashmasining harakatini pnevмотransport tizimlarida uni iflos aralashmalardan tozalash jarayoni.

Annotatsiya. Paxtani chang va mayda iflos aralashmalardan tozalash hamda tashish jarayonini takomillashtirish bo'yicha olib borilgan tadqiqotlar natijalari tahlili asosida aniqlanishicha, ayniqsa paxtani mayda iflos aralashmalar va changdan tozalash uskunalarini takomillashtirish masalalarini ko'rib chiqishda nazariy va amaliy ahamiyatga ega yechilmagan masalalar mavjud. Shu maqsadda pnevмотransport tizimlarida mayda iflos aralashmalar, talali chiqindilar va changalgan havo harakatini nazariy o'rganish asosida paxtani mayda iflos aralashmalar va changdan tozalash tizimi takomillashtirildi, turli texnologik omillarning chig'itli paxta oqimidagi iflos aralashmalar ajralishi shiddatiga ta'sir etish qonuniyatlari aniqlandi.

Kalit so'zlar: paxta, mayda ifloslik, shnek, chang, tozalash, qurilma, bug' generatori, ventilyator.

Mardonov B.M., Salimov A.M., Salimov O.A. The process of cleaning the movement of the "air - cotton raw material" mixture from impurities in pneumatic transport systems.

Abstract. *This study examines the processes involved in transporting and cleaning cotton from foreign impurities and dust. It aims to improve devices designed to remove fine residues and dust from raw cotton, revealing several unresolved theoretical and practical issues. To address these, we conducted a theoretical investigation into the movement of fine residues, fibrous waste, and dust within pneumatic conveyor systems. Based on our findings, we improved the cotton cleaning system and identified how various technological factors affect the efficiency of separating foreign impurities from raw cotton.*

Keywords: *cotton, fine residues, auger, dust, cleaning, device, steam generator, fan.*

УДК 539.3

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ГРУНТОВОЙ ПЛОТИНЫ ПРИ ГИДРОСТАТИЧЕСКОМ ДАВЛЕНИИ ВОДЫ

Умархонов С.И., Логинов П.В.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т.Уразбаева Академии наук Республики Узбекистан, Ташкент, Узбекистан.

E-mail: lopavi88@gmail.com

Аннотация. *В статье приведено исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) Чарвакской плотины с учетом давления воды. Решена упругая задача НДС Чарвакской плотины с учетом собственного веса, давления воды, основания. Получены изолинии напряжения, смещения, деформации и давления воды. Определены максимальные горизонтальные и вертикальные смещения. Максимальное смещение появляется в гребне плотины. Определено горизонтальное и вертикальное напряжение в теле плотины с учетом давления воды.*

Ключевые слова: *напряженно-деформированное состояние, плотина, давление воды, геометрические и физико-механические характеристики, расчетная схема, изолинии напряжения, смещение, деформация.*

Введение. Плотины играют важнейшую роль среди инженерно-технических сооружений, обеспечивая снабжение водой, выработку электроэнергии и предотвращение наводнений. Вместе с тем, использование плотин сопряжено с серьезными рисками, один из которых – высокая вероятность землетрясений. Их воздействие способно вызвать серьезные повреждения конструкций плотин, приводящие к тяжелым экологическим и социальным последствиям. По этой причине устойчивость плотин становится приоритетной задачей при разработке проектов и последующем обслуживании данных объектов. За прошедшее десятилетие мировое научное сообщество существенно продвинулось вперед в изучении методов повышения надежности плотин, применяя новейшие строительные материалы, компьютерное моделирование и передовые методики анализа потенциальных угроз.

Современные подходы к проектированию и анализу прочности плотин. Ключевые исследования сосредоточены на создании методов оценки прочности плотин с применением современных вычислительных технологий. В статье [1] рассматривается реакция плотин на различные нагрузки, подчеркивая важность учета взаимодействия фундамента, конструкции и уровня воды. Модель конечных элементов, предложенная в [1], полезна для дальнейшего динамического анализа. Работа [2] посвящена устойчивости земляных плотин при сейсмическом воздействии, используя трехмерное моделирование. Разработанное здесь программное обеспечение позволяет эффективно анализировать динамику процессов и выявлять различия между традиционными двух- и трехмерными методами. Исследование [3] описывает влияние фильтрации воды на старение бетонных плотин, предлагая химико-механическую модель для прогнозирования изменений механических свойств бетона. Эта модель успешно применяется для расчетов деформации сверхвысоких арочных плотин, показывая увеличение максимальной годовой деформации на 0.65 мм спустя столетие эксплуатации. Статья [4] рассматривает мониторинг микротрещин в бетонных плотинах, подчеркивая снижение целостности структуры, стабильности и герметичности из-за появления трещин. Для наблюдения за развитием трещин на строительной площадке гравитационной плотины из уплотнённого роликами бетона (RCC) разработана комбинированная система, включающая акустическую эмиссию, микросейсмические измерения, обнаружение акустических волн, датчики растрескивания и тензометры. Эти данные позволяют оценивать раз-

вите микротрещин и макротрещин, однако чувствительность акустической эмиссии оказалась ниже, чем при использовании микросейсмического метода. Несмотря на наличие сигналов микротрещин, значительных макроскопических расширений трещин не обнаружено. Многосенсорная система обеспечивает возможность контроля поведения трещин в крупных бетонных сооружениях.

Оценка рисков и сейсмическая устойчивость. Сейсмическая безопасность плотин остаётся актуальной проблемой, особенно в зонах повышенной тектонической активности. Статья [5] предлагает метод вероятностного анализа риска с использованием симуляции Монте-Карло, учитывающий неопределенность параметров грунта и нагрузок. Байесовский подход помогает уменьшить неопределённости при определении сейсмической уязвимости. Метод протестирован на итальянской бетонной плотине. В [6] рассмотрены способы упрощения геометрии конструкций при анализе устойчивости арочной плотины. Проблемы устойчивости земляных плотин описаны в статье [7] авторы предлагают методы укрепления оснований и оценки воздействия сейсмических волн. Методы армирования улучшают сопротивление разрушению при землетрясениях. Новаторские подходы к повышению сейсмостойкости плотин изложены в [8] там предложено создание специальных слоев из переработанных автомобильных шин, повышающих способность поглощать вибрации и снижать нагрузку на конструкцию.

Мониторинг и диагностика состояния плотин. Современные технологии мониторинга важны для поддержания безопасности плотин. В статье [9] показана эффективность установки датчиков давления и деформации, отмечая их высокую точность в режиме реального времени. Применение сейсмического оборудования помогает выявить риски и планировать модернизацию. Цифровые приборы фиксируют интенсивность подземных толчков, помогая лучше понимать последствия землетрясений. В [10] показано использование дронов для осмотра труднодоступных зон плотин, что может улучшить диагностику повреждений. Машинное обучение также активно внедряется. В [11] предложена модель прогнозирования деформаций плотин на основе анализа данных сенсоров, превосходящая традиционные методы благодаря учету сложных физических характеристик и гистерезисных эффектов. Это повышает надежность прогнозирования нарушений и способствует безопасной эксплуатации плотин.

Перспективы развития. Исследователи обращают внимание на объединение экологических и инженерных решений при строительстве плотин. Важна адаптация конструкций к изменению климата и внедрение технологий 3D-печати для производства высокопрочного бетона. Активно развиваются цифровые двойники плотин для точного прогнозирования их поведения. Работы [12–15] фокусируются на влиянии геологии и сейсмичности на деформацию плотин, подчеркивая зависимость механики грунтов от типа материала и условий нагрузки. Лабораторные эксперименты подтверждают необходимость точной оценки механических характеристик почв для проектирования устойчивых сооружений.

Анализ публикаций за последние 10 лет показывает, что исследования прочности плотин сосредоточены на внедрении инновационных материалов, совершенствовании методов численного моделирования, повышении сейсмической устойчивости и развитии систем мониторинга. Перспективы связаны с интеграцией экологических факторов, адаптацией к изменению климата и применением передовых технологий, таких как машинное обучение и 3D-печать. Эти направления открывают новые возможности для повышения надежности и долговечности гидротехнических сооружений. В данной статье рассматриваются современные методы оценки прочности плотин, а также перспективные направления исследований в этой области. Особое внимание уделяется анализу существующих нормативных документов и подходов к расчетам, а также новым технологиям и методикам, которые позволяют повысить надежность и безопасность плотин в условиях сейсмической активности.

Современные методы оценки прочности плотин. Нормативные документы и стандарты. Оценка сейсмостойкости плотин осуществляется на основе ряда международных и национальных стандартов и рекомендаций. Одним из основных документов является Европейский стандарт EN 1998-1 «Проектирование конструкций для сейсмических воздействий», который устанавливает общие принципы проектирования строительных конструкций, включая плотины. В России используются СНиП II-7-81* «Строительство в сейсмических районах», которые содержат требования к проектированию и строительству зданий и сооружений в зонах повышенной сейсмичности. Кроме того, существуют специализированные нормативные документы, такие как FEMA P-750 «Руководство по оценке сейсмостойкости плотин» (США) и ICOLD Bulletin 72 «Анализ сейсмостойкости бетонных плотин». Эти документы содержат рекомендации по проведению расчетов и испытаний, а также по выбору материалов и конструктивных решений, обеспечивающих необходимую устойчивость плотин к землетрясениям.

Методы расчета. Для оценки прочности плотин используются различные методы расчета, начиная от простых аналитических моделей до сложных численных методов. Наиболее распространенными методами являются:

1. Метод предельных состояний. Этот метод основан на определении критического состояния конструкции под действием сейсмического воздействия. Он позволяет оценить вероятность разрушения или повреждения плотины при заданной интенсивности землетрясения.

2. Динамический анализ. Данный метод включает моделирование поведения плотины во времени под воздействием сейсмических волн. Это позволяет учитывать не только статические нагрузки, но и динамические эффекты, такие как резонансные явления и инерционные силы.

3. Численное моделирование. Использование современных программных комплексов, таких как Plaxis, Ansys, Abaqus и Ls-Dyna, позволяет проводить детальный анализ напряженно-деформированного состояния плотины в условиях сейсмического воздействия. Численные модели учитывают нелинейность материала, контактное взаимодействие элементов конструкции и другие факторы, влияющие на поведение сооружения.

Экспериментальные исследования. Экспериментальные исследования играют важную роль в подтверждении теоретических расчетов и разработке новых технологий обеспечения прочности плотин. Основные виды экспериментов включают:

1. Моделирование на физических моделях. Создание уменьшенных копий плотин и проведение испытаний на вибростендах позволяет получить данные о поведении конструкции под воздействием различных типов сейсмических нагрузок.

2. Полномасштабные испытания. Проведение натурных испытаний на реальных объектах дает возможность проверить работоспособность системы защиты от землетрясений в реальных условиях.

3. Мониторинг и диагностика. Установка датчиков и систем мониторинга на действующих плотинах позволяет собирать информацию о состоянии конструкции в режиме реального времени и своевременно выявлять возможные проблемы.

В результате проведенного анализа и обзора состояния вопроса по расчету грунтовых сооружений в мире, можно сделать вывод, что Plaxis 2D – мощный инструмент для геотехнического анализа, особенно для двумерного моделирования деформаций и устойчивости грунтов и горных пород. Он широко используется инженерами по всему миру благодаря удобному интерфейсу, надежным вычислениям и поддержке различных моделей материалов, таких как Mohr-Coulomb, Hardening Soil и другие. Программа позволяет анализировать сложные задачи, включая котлованы, насыпи, фундаменты, туннели и сейсмические нагрузки. Plaxis 2D – отличный инструмент для расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) плотин благодаря своей специализации на геотехническом моделировании. Он позволяет учитывать сложные грунтовые условия, этапы строительства и гидростатические нагрузки, что критично для анализа плотин.

Ниже даны ключевые аспекты применения Plaxis 2D для таких задач:

- Гибкость моделей материалов (Поддерживает модели Mohr-Coulomb, Hardening Soil (HS), Soft Soil, Jointed Rock и другие, что позволяет точно описывать поведение грунтов и материалов плотины; Hardening Soil особенно полезна для моделирования нелинейного поведения грунтов под нагрузкой, что важно для высоких плотин);

- Учет этапов строительства (Plaxis позволяет моделировать последовательное возведение плотины (послойное строительство), что отражает реальный процесс и влияет на НДС; Можно задавать этапы насыщения грунта водой, учитывая поровое давление);

- Гидростатические и гидродинамические нагрузки (Программа позволяет моделировать фильтрационные процессы (например, с помощью модуля Plaxis 2D Flow), что важно для анализа порового давления и фильтрационной устойчивости плотины; Возможность учета сейсмических нагрузок для оценки НДС при динамических воздействиях);

- Интерфейсы и взаимодействие (Можно задавать контактные элементы между материалами (например, грунт-плотина или ядро-оболочка), чтобы моделировать трение и сцепление);

- Учет армирующих элементов (геотекстиль, анкеры) для укрепленных плотин);

- Анализ устойчивости (Используется метод снижения прочностных характеристик (с-φ reduction) для оценки коэффициента запаса устойчивости склонов плотины; Позволяет выявить потенциальные зоны разрушения).

Особенности при расчете НДС плотин:

- Грунтовые условия: Требуется точная геологическая модель, включая данные о сжимаемости, прочности и фильтрационных свойствах грунтов. Plaxis позволяет задавать сложные стратиграфические профили.

- Поровое давление: Для земляных и намывных плотин важно учитывать фильтрацию воды, особенно при высоком уровне водохранилища. Модуль Flow помогает моделировать установившиеся и неустановившиеся потоки.

- Динамические нагрузки: Для сейсмически активных зон можно использовать динамический модуль Plaxis для анализа НДС при землетрясениях.

- Долгосрочные деформации: Модель Soft Soil Creep подходит для оценки ползучести грунтов, что актуально для глинистых ядер плотин.

Результаты расчётов, произведенных для Чарвакской плотины с помощью программного комплекса PLAXIS 2D. Геометрические и физико-механические характеристики следующие: Высота плотины-168м, длина поперечного сечения 664 м, ширина гребня 12 м, высота ядра 160 м, длина поперечного сечения ядра 110 м, ширина верховой части ядра 10 м. Удельный вес призмы 19.8 кН/м^3 , удельный вес ядра 17.8 кН/м^3 , модуль упругости призмы 60 МПа, модуль упругости ядра 30 МПа, коэффициенты Пуассона плотины и ядра 0.3, коэффициент фильтрации призмы 100 м/сут, коэффициент фильтрации ядра $1 \cdot 10^{-5}$ м/сут.

Расчетная схема показана на рис. 1.

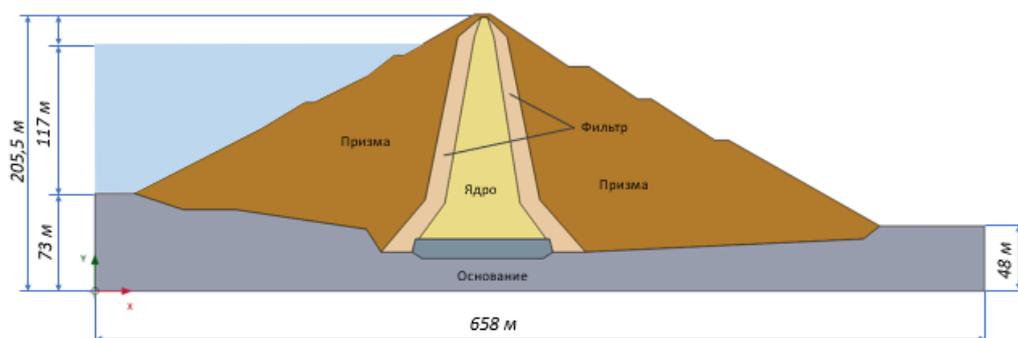


Рис. 1. Расчетная схема Чарвакской грунтовой плотины.

Решена упругая задача НДС Чарвакской плотины с учетом собственного веса, давления воды, основания. Получены изолинии напряжения, смещения, деформации и давления воды. На

рис. 2 показаны изолинии вертикальных смещений в поперечном сечении плотины. Максимальные вертикальные смещения появляются в гребне плотины и имеют значения 41.5 мм. Анализируя этот график, можно увидеть, что значения вертикального смещения от верха до низа уменьшаются непрерывно. Изолинии горизонтальных смещений в поперечном сечении плотины показаны на рис. 3. Здесь можно сказать, что горизонтальные смещения на левой части призмы направляются по левой стороне и имеют максимальное значение 4 мм, а горизонтальные смещения правой части призмы направляются по правой стороне и имеют максимальное значение 6.5 мм. Самое максимальное горизонтальное смещение появляется на гребне плотины и его значение равно 7.0 мм.

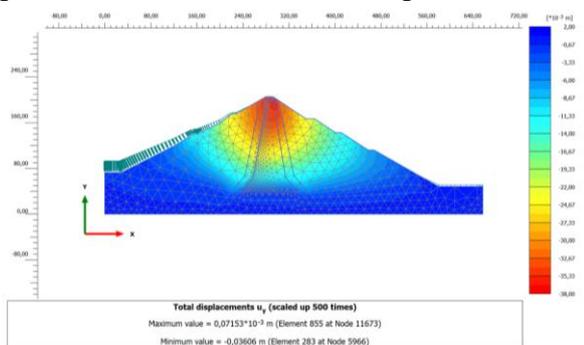


Рис. 2. Изолинии вертикального смещения Чарвакской грунтовой плотины.

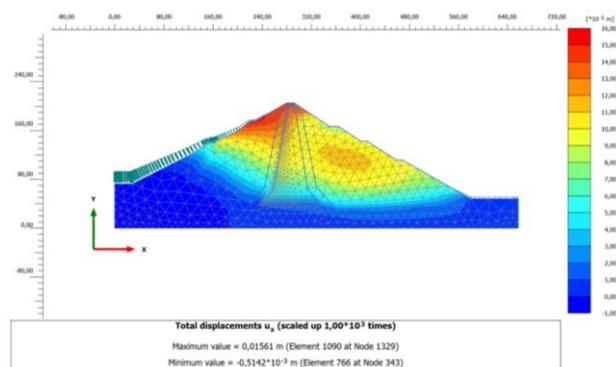


Рис. 3. Изолинии горизонтального смещения Чарвакской грунтовой плотины.

На рис. 4 показаны изолинии вертикального напряжения в поперечном сечении плотины. Максимальное вертикальное напряжение появляется в подошве ядра плотины и имеет значение 4.52 МПа. Анализируя этот график, можно увидеть, что значения вертикального напряжения на откосах равны нулю, от верха до низа они увеличиваются непрерывно. Вертикальное напряжение около границы между ядром и призмой резко изменяется, скачки появляются за счет материала ядра и призмы, т.е. грунты ядра мягкие и удельный вес меньше, чем у грунта призмы. Изолинии горизонтального напряжения в поперечном сечении плотины показаны на рис. 5. Здесь можно сказать, что максимальные горизонтальные напряжения появляются в подошве ядра плотины и имеют значения 2.36 МПа. Анализируя этот график, можно увидеть, что значения горизонтального напряжения на откосах равны нулю, от верха до низа они увеличиваются непрерывно. На границе между ядром и призмой резко изменяются значения горизонтального напряжения, т.е. скачки появляются за счет материала ядра и призмы.

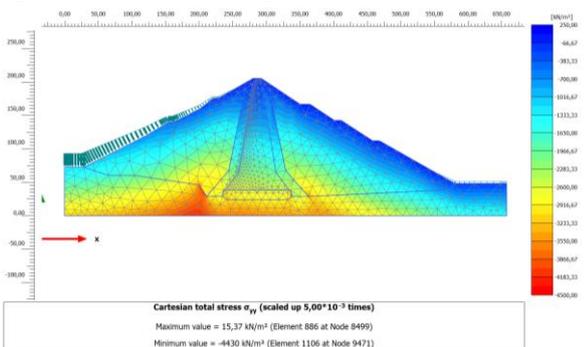


Рис. 4. Изолинии вертикального напряжения Чарвакской грунтовой плотины.

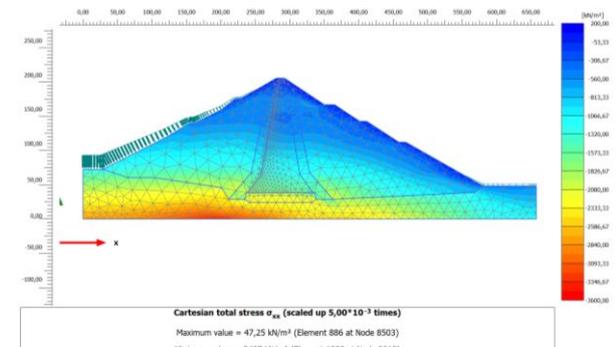


Рис. 5. Изолинии горизонтального напряжения Чарвакской грунтовой плотины.

Заключение. Проанализировано напряженно-деформированное состояние Чарвакской грунтовой плотины с учетом собственного веса и давления воды. Определены максимальные горизонтальные и вертикальные смещения. Максимальное смещение появляется в гребне плотины. Определено горизонтальное и вертикальное напряжение в теле плотины с учетом давления воды.

Обеспечение прочности плотин остается актуальной задачей, требующей комплексного подхода. Современные методы оценки прочности, основанные на сочетании теоретических расчетов, экспериментальных исследований и внедрения новых технологий, позволяют значительно повысить надежность и безопасность этих сооружений. Дальнейшее развитие научных исследований и совершенствование нормативных требований будут способствовать созданию более устойчивых и безопасных плотин, способных противостоять сейсмическим угрозам.

Статья выполнена за счет бюджетного финансирования Института механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева Академии наук Республики Узбекистан.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Sharma A., Nallasivam K. Static analysis of a concrete gravity dam using the finite element technique // Asian J. Civ. Eng. 2023, Vol. 24, No. 8, pp. 2939–2957.
- [2] Yuan H. et al. Time History Method of Three-Dimensional Dynamic Stability Analysis for High Earth-Rockfill Dam and Its Application // Sustainability. 2022, Vol. 14, No. 11, P. 6671.
- [3] Zhao E. et al. Seepage dissolution effect prediction on aging deformation of concrete dams by coupled chemo-mechanical model // Constr. Build. Mater. 2020, Vol. 237, P. 117603.
- [4] Zhao Z. et al. Multi-sensing investigation of crack problems for concrete dams based on detection and monitoring data: A case study // Measurement. 2021, Vol. 175, P. 109137.
- [5] Sevieri G. et al. Hierarchical Bayesian framework for uncertainty reduction in the seismic fragility analysis of concrete gravity dams // Eng. Struct. 2021, Vol. 246, P. 113001.
- [6] Qiu Y.-X. et al. Simple models for simulating shear key arrangement in nonlinear seismic analysis of arch dams // Soil Dyn. Earthq. Eng. 2021, Vol. 151, P. 107006.
- [7] Gordan B. et al. Review on Dynamic Behaviour of Earth Dam and Embankment During an Earthquake // Geotech. Geol. Eng. 2022, Vol. 40, No. 1. P. 3–33.
- [8] Gabibov F., Shokbarov Y., Gabibova L. Use of recycled tires for seismic protection of embankment dams // E3S Web Conf. / ed. Muratov A., Khasanov S. 2023, Vol. 371, P. 02033.
- [9] Adamo N. et al. Dam Safety: Use of Seismic Monitoring Instrumentation in Dams // J. Earth Sci. Geotech. Eng. 2020, pp. 203–247.
- [10] Zhao S. et al. Structural health monitoring and inspection of dams based on UAV photogrammetry with image 3D reconstruction // Autom. Constr. 2021, Vol. 130, P. 103832.
- [11] Cai Z. et al. Improved extreme learning machine-based dam deformation prediction considering the physical and hysteresis characteristics of the deformation sequence // J. Civ. Struct. Heal. Monit. 2022, Vol. 12, No. 5, pp. 1173–1190.
- [12] Raja M.A., Maheshwari B.K. Behaviour of Earth Dam under Seismic Load Considering Nonlinearity of the Soil // Open J. Civ. Eng. 2016, Vol. 06, No. 02, pp. 75–83.
- [13] Sultanov K., Umarchonov S., Normatov S. Calculation of earth dam strain under seismic impacts // AIP Conference Proceedings. 2022, P. 030008.
- [14] Loginov P. V., Salikhova Z.R., Sultanov K.S. Experimental and Theoretical Method for Determining Mechanical Characteristics of Soils under Dynamic Loads // Mech. Solids. 2019, Vol. 54, No. 6, pp. 915–928.
- [15] Sultanov K. et al. Variable moduli of soil strain // E3S Web Conf. / ed. Volkov A. et al. 2019, Vol. 97, P. 04013.

Дата поступления
10.05.2025

Umarxonov S.I., Loginov P.V. Suvning gidrostatik bosimi ta'sirida gruntli to'g'onning kuchlanganlik-deformatsiya holati.

Annotatsiya. Maqolada suv bosimini hisobga olgan holda Chorvoq to'g'onining kuchlanish-deformatsiya holatini o'rganish keltirilgan. Chorvoq to'g'onining kuchlanish-deformatsiya holatining elastik masalasi uning xususiy og'irligi, suv bosimi va asosini hisobga olgan holda yechilgan. Chorvoq gruntli to'g'onining ko'ndalang kesimidagi kuchlanish, ko'chish, deformatsiya va suv bosimi izolinialari natijalari olingan. Gorizont va vertikal ko'chishlarning eng katta qiymatlari aniqlangan. Maksimal ko'chish to'g'onning yuqori qismida hosil bo'ldi. To'g'on ko'ndalang kesimidagi gorizont va vertikal kuchlanish suv bosimini hisobga olgan holda aniqlandi.

Kalit so'zlar: kuchlanganlik-deformatsiya holati, to'g'on, suv bosimi, fizik va mexanik xarakteristikalar, hisob sxemasi, kuchlanish izoliniasini, ko'chish, deformatsiya.

Umarchonov S.I., Loginov P.V. Stress-Strain State of Earth Dam under Hydrostatic Water Pressure.

Abstract. This article presents a study of the stress-strain state of the Charvak Dam, taking into account the effects of water pressure. The elastic problem related to the stress-strain state of the Charvak Dam is addressed considering its weight, water pressure, and foundation. Isolines for stresses, strains, displacements, and water pressure are plotted. The maximum horizontal and vertical displacements are identified, with the peak displacement occurring at the crest of the dam. The horizontal and vertical stresses within the dam body are assessed, considering the water pressure.

Keywords: stress-strain state, dam, water pressure, geometric and physical-mechanical characteristics, calculation scheme, stress isolines, displacement, strain.

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ УСТОЙЧИВОСТИ НЕЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ СТЕРЖНЯ ПЕРЕМЕННОГО ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ С ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ

¹Дусматов О.М., ²Ходжабеков М.У., ¹Касимова Ф.У.

¹Самаркандский государственный университет, Самарканд, Узбекистан

²Самаркандский государственный архитектурно-строительный университет, Самарканд, Узбекистан
E-mail: dusmatov62@bk.ru; uzedu@inbox.ru; fkasimova988@gmail.com

Аннотация: В данной работе рассматривается задача исследования устойчивости нелинейных колебаний стержня переменного поперечного сечения, имеющего диссипативные характеристики гистерезисного типа с динамическим гасителем при кинематических воздействиях. С помощью метода гармонической линеаризации в уравнениях учтены диссипативные свойства материалов стержня и упругодемпфирующего элемента динамического гасителя в виде нелинейной многозначной функции, которая заменяется линейными комплексными функциями. Используя метод первого приближения Ляпунова, получены условия устойчивости, а также проанализированы условия устойчивости системы.

Ключевые слова: стержень, динамический гаситель, кинематическое возмущение, гистерезис, диссипативный, колебание, амплитудно-частотная характеристика, условие устойчивости.

Введение: Проблемы снижения вредные вибрации возникают практически во всех областях техники, технологии и производства.

Одним из наиболее эффективных средств снижения уровня колебаний объектов виброзащиты являются динамические гасители. Расширение области применения динамических гасителей колебаний во многом определяется развитием теории и практики динамического гашения применительно к различным объектам виброзащиты (как с сосредоточенными, так и распределёнными параметрами) и к различным типам и видам гасителей.

Математическое моделирование колебательных движений виброзащитных систем с учётом их нелинейных диссипативных характеристик, а также исследование их устойчивости и подавление вредных колебаний с применением различных динамических гасителей являются предметом многочисленных научных исследований, в частности [1-10].

В работах [11-15] исследованы динамика и устойчивость виброзащитных систем с распределёнными параметрами и с диссипативными характеристиками гистерезисного типа при гармонических и случайных воздействиях.

Несмотря на интенсивные исследования виброзащитных систем, актуальными задачами считаются математическое моделирование и исследование устойчивости нелинейных колебаний стержневых механических систем с динамическими гасителями и с упругодиссипативными свойствами гистерезисного типа.

В работе [16] рассмотрена задача о нелинейных колебаниях стержня переменного поперечного сечения с динамическим гасителем при кинематических воздействиях.

Целью настоящей работы является исследование устойчивости стержня переменного поперечного сечения с динамическим гасителем при учете несовершенной упругости материала.

Постановка задачи и методика решения. Рассмотрим задачу исследования устойчивости поперечных колебаний стержня переменного поперечного сечения, имеющего диссипативные характеристики гистерезисного типа с динамическим гасителем при кинематических воздействиях. С целью анализа устойчивости поперечных колебаний стержня с динамическим гасителем при кинематических воздействиях используется дифференциальное уравнение движения [16] (в котором ускорение основания учитывается в виде: $W_0 = \varepsilon p_0 \cos \omega t$, где εp_0 и ω — соответственно амплитудное значение ускорения основания и частота колебаний):

$$\begin{aligned} \ddot{q}_i + \{1 + N_* + jN_{**}\} p_i^2 q_i - \mu \mu_0 u_{i0} n_0^2 (1 + R_* + jR_{**}) \zeta = d_i \varepsilon p_0 \cos \omega t; \\ u_{i0} \ddot{q}_i + \ddot{\zeta} + n_0^2 (1 + R_* + jR_{**}) \zeta = \varepsilon p_0 \cos \omega t, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned}
\text{где } N_* &= -\eta_1 C_0 - 3\eta_1 B \sum_{k=1}^n A_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + B \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \times \\
&\times \left[1 - \eta_1 C_0 - 3\eta_1 \sum_{k=1}^n A_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + 2B \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[1 - \eta_1 C_0 - 3\eta_1 \sum_{k=1}^n A_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] \right] dx; \\
N_{**} &= C_0 \eta_2 + 3\eta_2 B \sum_{k=1}^n A_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + B \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \times \\
&\times \left[C_0 \eta_2 + 3\eta_2 \sum_{k=1}^n A_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + 2B \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[C_0 \eta_2 + 3\eta_2 \sum_{k=1}^n A_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] \right] dx;
\end{aligned}$$

$$B = \frac{E}{\rho F d_{2i} p_i^2}; \quad A_k = C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)}; \quad q_i = q_i(t) - \text{функция времени}; \quad j^2 = -1; \quad E - \text{модуль упругости}$$

материала стержня $\eta_1, \eta_2 = \eta_{22} \text{sign}(\omega)$ – постоянные коэффициенты, зависящие от диссипативных свойств материала стержня, определяемые из соответствующей зависимости контура петли гистерезиса [17]; C_0, C_1, \dots, C_n – экспериментально определяемые коэффициенты петли гистерезиса, зависящие от демпфирующих свойств материала стержня [18]; $l = \text{const}$, $b = b(x)$ и $h = \text{const}$ – длина, ширина (переменная) и толщина стержня соответственно; $\rho, F = F(x)$ – соответственно плотность и площадь поперечного сечения материала стержня; $p_i, u_i = u_i(x)$ – собственные частоты и формы колебаний стержня; $u_{i0} = u_i(x_0)$; x_0 – координата установки динамического гасителя;

$$\mu = m/\rho Fl; \quad \mu_0 = l/d_{2i}; \quad I = I(x) = bh^3/12; \quad d_{1i} = \int_0^l u_i dx; \quad d_{2i} = \int_0^l u_i^2 dx; \quad d_i = \frac{d_{1i}}{d_{2i}}; \quad q_{ia} = |q_i|; \quad n_0^2 = \frac{c}{m}; \quad c, m -$$

коэффициент жесткости упругодемпфирующего элемента и масса динамического гасителя соответственно; ζ – перемещение динамического гасителя относительно стержня; $R_* = -\theta_1(D_0 + f(\zeta_{0t}))$; $R_{**} = \theta_2(D_0 + f(\zeta_{0t}))$; θ_1, θ_2 – коэффициенты, зависящие от диссипативных свойств материала динамического гасителя и определяемые по поверхности гистерезиса; $f(\zeta_{0t})$ – декремент колебаний, представляемый в общем виде как функция максимальных (амплитудных) значений относительной деформации ζ_{0t} [18]:

$$f(\zeta_{0t}) = D_1 \zeta_{0t} + D_2 \zeta_{0t}^2 + \dots + D_s \zeta_{0t}^s;$$

D_0, D_1, \dots, D_s – являются экспериментально определяемыми параметрами петли гистерезиса и зависят от демпфирующих свойств материала динамического гасителя.

Решения системы дифференциальных уравнений (1) ищем следующим образом:

$$q_i = q_{ia}(t) \cos(\omega t + \alpha_i); \quad \zeta = \zeta_a(t) \cos(\omega t + \beta), \quad (2)$$

где $q_{ia}(t)$, $\alpha_i(t)$ и $\zeta_a(t)$, $\beta = \beta(t)$ – это соответственно амплитуды и начальные фазы переменных q_i и ζ , которые являются медленно изменяющимися функциями времени.

Если вычислить соответствующие производные от искомым решений (2) и подставить их в систему дифференциальных уравнений (1), то получим

$$\begin{aligned}
&-2\omega \dot{q}_{ia} \sin(\omega t + \alpha_i) - \omega q_{ia} (\omega + 2\dot{\alpha}_i) \cos(\omega t + \alpha_i) + \{1 + N_* + jN_{**}\} p_i^2 q_{ia} \cos(\omega t + \alpha_i) - \\
&- \mu \mu_0 u_{i0} n_0^2 (1 + R_* + jR_{**}) \zeta_a \cos(\omega t + \beta) = d_i \varepsilon p_0 \cos \omega t; \\
&u_{i0} (-2\omega \dot{q}_{ia} \sin(\omega t + \alpha_i) - \omega q_{ia} (\omega + 2\dot{\alpha}_i) \cos(\omega t + \alpha_i)) - 2\omega \dot{\zeta}_a \sin(\omega t + \beta) - \\
&- \omega \zeta_a (\omega + 2\dot{\beta}) \cos(\omega t + \beta) + n_0^2 (1 + R_* + jR_{**}) \zeta_a \cos(\omega t + \beta) = \varepsilon p_0 \cos \omega t.
\end{aligned} \quad (3)$$

Из равенства коэффициентов при тригонометрических функциях $\cos\omega t$ и $\sin\omega t$ в левой и правой частях уравнений (3), то есть из условия тождественности, определим нормальную форму уравнений рассматриваемой виброзащитной системы следующим образом:

$$\begin{aligned}
\dot{q}_{ia} &= \frac{1}{2\omega} \left[\left(\mu\mu_0 u_{i0} n_0^2 \zeta_a \left(-(1+R_*) \cos\beta + R_{**} \sin\beta \right) - d_i \varepsilon p_0 \right) \sin\alpha_i + \right. \\
&\quad \left. + \mu\mu_0 u_{i0} n_0^2 \zeta_a \left((1+R_*) \sin\beta + R_{**} \cos\beta \right) \cos\alpha_i - N_{**} p_i^2 q_{ia} \right]; \\
\dot{\alpha} &= \frac{1}{2\omega q_{ia}} \left[\left(\mu\mu_0 u_{i0} n_0^2 \zeta_a \left(-(1+R_*) \cos\beta + R_{**} \sin\beta \right) - d_i \varepsilon p_0 \right) \cos\alpha_i - \right. \\
&\quad \left. - \mu\mu_0 u_{i0} n_0^2 \zeta_a \left((1+R_*) \sin\beta + R_{**} \cos\beta \right) \sin\alpha_i + \left((N_* + 1) p_i^2 - \omega^2 \right) q_{ia} \right]; \\
\dot{\zeta}_a &= \frac{1}{2\omega} \left[\left(u_{i0} p_i^2 q_{ia} \left(-(1+N_*) \cos\alpha_i + N_{**} \sin\alpha_i \right) + (d_i u_{i0} - 1) \varepsilon p_0 \right) \times \right. \\
&\quad \left. \times \sin\beta + u_{i0} p_i^2 q_{ia} \left((1+N_*) \sin\alpha_i + N_{**} \cos\alpha_i \right) \cos\beta - R_{**} \zeta_a n_0^2 \left(\mu\mu_0 u_{i0}^2 + 1 \right) \right]; \\
\dot{\beta} &= \frac{1}{2\omega \zeta_a} \left[\left(u_{i0} p_i^2 q_{ia} \left(-(1+N_*) \cos\alpha_i + N_{**} \sin\alpha_i \right) + (d_i u_{i0} - 1) \varepsilon p_0 \right) \times \right. \\
&\quad \left. \times \cos\beta - u_{i0} p_i^2 q_{ia} \left((1+N_*) \sin\alpha_i + N_{**} \cos\alpha_i \right) \times \sin\beta + (R_* + 1) \zeta_a n_0^2 \left(\mu\mu_0 u_{i0}^2 + 1 \right) - \omega^2 \zeta_a \right].
\end{aligned} \tag{4}$$

Из системы уравнений в нормальной форме (4), при $\dot{q}_{ia} = 0; \dot{\alpha} = 0; \dot{\zeta}_a = 0; \dot{\beta} = 0$ амплитудные значения стационарных колебаний определяются из следующих выражений:

$$\begin{aligned}
q_{ia} &= \varepsilon p_0 \sqrt{\frac{\left[\left(\mu\mu_0 u_{i0} + d_i \right) n_0^2 \left(1 + R_* \right) - d_i \omega^2 \right]^2 + \left[\left(\mu\mu_0 u_{i0} + d_i \right) n_0^2 R_{**} \right]^2}{Q_1^2 + Q_2^2}}, \\
\zeta_a &= \varepsilon p_0 \sqrt{\frac{\left[\left(d_i u_{i0} - 1 \right) \omega^2 + \left(1 + N_* \right) p_i^2 \right]^2 + \left[N_{**} p_i^2 \right]^2}{Q_1^2 + Q_2^2}},
\end{aligned} \tag{5}$$

где

$$\begin{aligned}
Q_1 &= \left[\left((1+N_*) (1+R_*) - R_{**} N_{**} \right) p_i^2 - \omega^2 (1+R_*) \left(\mu\mu_0 u_{i0} + 1 \right) \right] n_0^2 + \omega^2 \left(\omega^2 - (1+N_*) p_i^2 \right); \\
Q_2 &= \left[\left((1+N_*) R_{**} + (1+R_*) N_{**} \right) p_i^2 - \omega^2 R_{**} \left(\mu\mu_0 u_{i0} + 1 \right) \right] n_0^2 - \omega^2 N_{**} p_i^2.
\end{aligned}$$

Для анализа устойчивости найденных стационарных решений (5), варьируется система дифференциальных уравнений в нормальной форме (4), в результате чего получается система дифференциальных уравнений возмущённого движения. Из этой системы дифференциальных уравнений возмущённого движения выводится следующее характеристическое уравнение:

$$\lambda_*^4 + g_3 \lambda_*^3 + g_2 \lambda_*^2 + g_1 \lambda_* + g_0 = 0, \tag{6}$$

где $\lambda_* = 2\omega\lambda$; λ – характеристическое число; $g_3 = -(a_{11} + a_{22} + a_{33} + a_{44})$;

$$\begin{aligned}
g_2 &= a_{22} a_{44} + a_{33} a_{44} + a_{22} a_{33} + a_{11} (a_{44} + a_{33} + a_{22}) - a_{24} a_{42} - a_{23} a_{32} - a_{34} a_{43} - a_{12} a_{21} - a_{13} a_{31} - a_{14} a_{41}; \\
g_1 &= a_{11} (a_{24} a_{42} + a_{23} a_{32} + a_{34} a_{43} - a_{22} a_{44} - a_{33} a_{44} - a_{22} a_{33}) + a_{22} (a_{34} a_{43} - a_{33} a_{44}) + \\
&\quad + a_{23} (a_{32} a_{44} - a_{34} a_{42}) + a_{24} (a_{42} a_{33} - a_{32} a_{43}) + a_{12} a_{21} (a_{33} + a_{44}) + a_{13} a_{31} (a_{22} + a_{44}) + \\
&\quad + a_{14} a_{41} (a_{33} + a_{22}) - a_{12} (a_{24} a_{41} + a_{31} a_{23}) - a_{13} (a_{21} a_{32} + a_{34} a_{41}) - a_{14} (a_{31} a_{43} + a_{21} a_{42});
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
g_0 &= a_{11} (a_{22} (a_{33} a_{44} - a_{43} a_{34}) + a_{23} (a_{34} a_{42} - a_{32} a_{44}) + a_{24} (a_{32} a_{43} - a_{42} a_{33})) - \\
&- a_{12} (a_{21} (a_{33} a_{44} - a_{43} a_{34}) + a_{23} (a_{34} a_{41} - a_{31} a_{44}) + a_{24} (a_{31} a_{43} - a_{41} a_{33})) + \\
&+ a_{13} (a_{21} (a_{32} a_{44} - a_{42} a_{34}) + a_{22} (a_{34} a_{41} - a_{31} a_{44}) + a_{24} (a_{31} a_{42} - a_{41} a_{32})) - \\
&- a_{14} (a_{21} (a_{32} a_{43} - a_{42} a_{33}) + a_{22} (a_{33} a_{41} - a_{31} a_{43}) + a_{23} (a_{31} a_{42} - a_{41} a_{32})); \\
a_{11} &= -p_i^2 \frac{\partial (q_{ia} N_{**})}{\partial q_{ia}}; a_{12} = (\omega^2 - p_i^2 N_*) q_{ia}; a_{13} = \mu \mu_0 u_{i0} n_0^2 \left(\frac{\partial (\zeta_a R_*)}{\partial \zeta_a} \sin \phi + \frac{\partial (\zeta_a R_{**})}{\partial \zeta_a} \cos \phi \right); \\
a_{14} &= \mu \mu_0 u_{i0} n_0^2 \zeta_a (R_* \cos \phi - R_{**} \sin \phi); a_{21} = \frac{1}{q_{ia}} \left(p_i^2 \frac{\partial (q_{ia} N_*)}{\partial q_{ia}} - \omega^2 \right); \\
a_{22} &= -p_i^2 N_{**}; a_{23} = \frac{\mu \mu_0 u_{i0} n_0^2}{q_{ia}} \left(\frac{\partial (\zeta_a R_{**})}{\partial \zeta_a} \sin \phi + \frac{\partial (\zeta_a R_*)}{\partial \zeta_a} \cos \phi \right); \\
a_{24} &= \frac{\mu \mu_0 u_{i0} n_0^2 \zeta_a}{q_{ia}} (R_{**} \cos \phi + R_* \sin \phi); \\
a_{31} &= u_{i0} p_i^2 \left(\frac{\partial (q_{ia} N_{**})}{\partial q_{ia}} \cos \phi - \frac{\partial (q_{ia} N_*)}{\partial q_{ia}} \sin \phi \right); \\
a_{32} &= u_{i0} p_i^2 q_{ia} (N_* \cos \phi + N_{**} \sin \phi); a_{33} = -(1 + \mu \mu_0 u_{i0}^0) n_0^2 \frac{\partial (\zeta_a R_{**})}{\partial \zeta_a}; \\
a_{34} &= (\omega^2 - (1 + \mu \mu_0 u_{i0}^2) n_0^2 R_*) \zeta_a; a_{41} = -\frac{u_{i0} p_i^2}{\zeta_a} \left(\frac{\partial (q_{ia} N_*)}{\partial q_{ia}} \cos \phi + \frac{\partial (q_{ia} N_{**})}{\partial q_{ia}} \sin \phi \right); \\
a_{42} &= \frac{u_{i0} p_i^2 q_{ia}}{\zeta_a} (N_{**} \cos \phi - N_* \sin \phi); a_{43} = \frac{1}{\zeta_a} \left((1 + \mu \mu_0 u_{i0}^2) n_0^2 \frac{\partial (\zeta_a R_*)}{\partial \zeta_a} - \omega^2 \right); \\
a_{44} &= -(1 + \mu \mu_0 u_{i0}^2) n_0^2 R_{**}; \phi = \beta - \alpha.
\end{aligned}$$

Для того чтобы движение системы было устойчивым, достаточно, чтобы действительная часть корней характеристического уравнения была отрицательной. Согласно критерию Гурвица, можно показать, что действительная часть корней полученного характеристического уравнения отрицательна. Для рассматриваемой задачи критерий Гурвица имеет следующий вид:

$$g_3 > 0, g_2 > 0, g_1 > 0, g_0 > 0, g_1 g_2 g_3 - g_3^2 g_0 - g_1^2 > 0. \quad (7)$$

Полученные неравенства выражают условия устойчивости нелинейных колебаний стержня переменного поперечного сечения с гистерезисным типом упруго-диссипативных характеристик и динамическим гасителем при кинематических воздействиях. Используя эти условия проанализируем устойчивость виброзащищаемого стержня при различных значениях параметров системы.

Численные исследования и анализ результатов. Рассмотрим случай, когда левый конец стержня заделан (жёстко закреплён), а правый конец свободен и на него установлен динамический гаситель. Для этого случая формы собственных колебаний стержня выражаются следующим образом:

$$u_i(x) = \Delta_1 K_1(k_i x) + \Delta_2 K_2(k_i x) + \Delta_3 K_3(k_i x) + \Delta_4 K_4(k_i x), \quad (8)$$

где $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4$ – коэффициенты, определяемые из граничных и динамических условий; $K_1(k_i x), K_2(k_i x), K_3(k_i x), K_4(k_i x)$ – функции Крылова, т. е.

$$K_1(k_i, x) = \frac{1}{2}(\cosh(k_i, x) + \cos(k_i, x)); K_2(k_i, x) = \frac{1}{2}(\sinh(k_i, x) + \sin(k_i, x));$$

$$K_3(k_i, x) = \frac{1}{2}(\cosh(k_i, x) - \cos(k_i, x)); K_4(k_i, x) = \frac{1}{2}(\sinh(k_i, x) - \sin(k_i, x)),$$

$$k_i = \left(\frac{\rho F}{EI} p_i^2 \right)^{\frac{1}{4}}.$$

Параметры ширины, длины и высоты стержня берем следующим образом: $b^*=0.02$ м; b - изменяется по следующему закону: $b=b^*+b^*_1\sin(n*x)=0.02+0.01\sin(80x)$ м;

$l=0.25$ м; $h=2 \cdot 10^{-3}$ м.

$I=1.941963501 \cdot 10^{-11}$ м⁴; $\mu=0.02$; $c=5 \cdot 10^4$ Н/м; $m=0.9372$ кг; $n_0=230.977067$ 1/с.

В качестве материала стержня возьмем сталь марки 40Х:

$E=2.08 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $\rho=7810$ кг/м³; $C_0=0$; $\eta_1=3/4$; $\eta_2=1/\pi$;

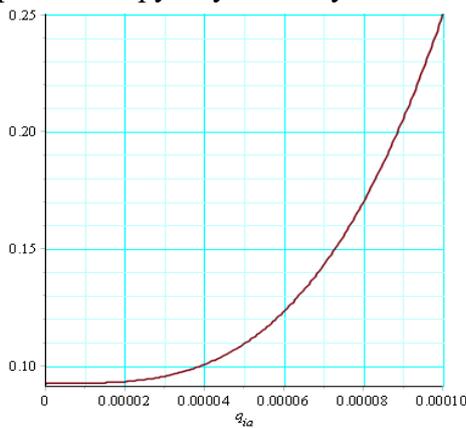
$K=4.805 \cdot 10^3 q_{1a} + 2.2787 q_{1a}^2 + 95.934 q_{1a}^3$;

Вычислим поверхность основания S_l , которая изменяется по закону $b^*+b^*_1\sin(n*x)$,

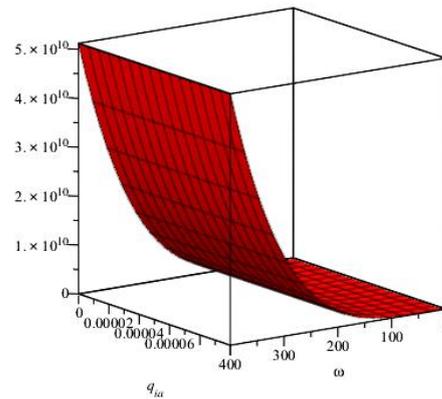
$$S_l = 2 \int_0^l (0.02 + 0.01 \sin(80x)) dx = 0.02989797947 \text{ м}^2.$$

Собственная частота, соответствующая первой форме колебаний, равна: $p_1=167.6163034$ 1/с.

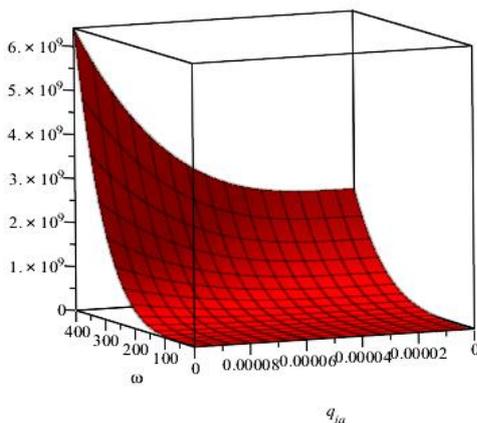
На основе заданных значений параметров и для случая $\theta_1=\theta_2=0$ численно проанализируем условия устойчивости (7).



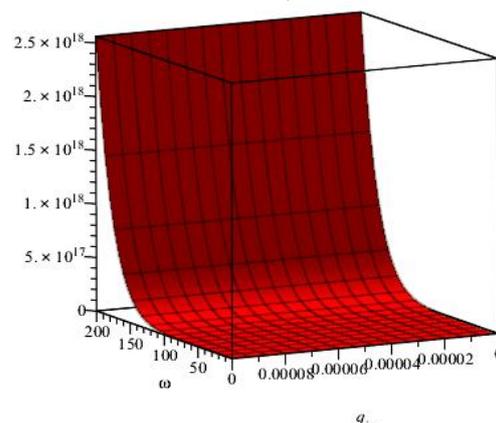
а)



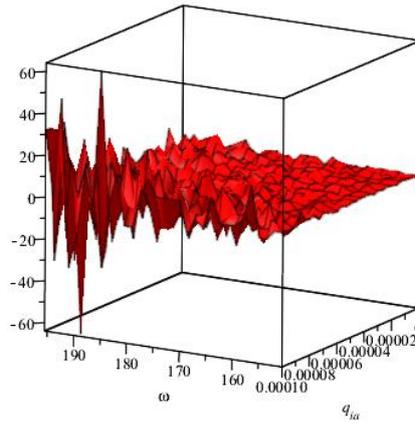
б)



с)



д)



е)

Рис.1. Графики функций $g_3, g_2, g_1, g_0, g_1g_2g_3-g_3^2g_0-g_1^2$ (соответственно а, б, с, д, е), представляющие условия устойчивости (7)

На рис.1 представлены графики функций $g_3, g_2, g_1, g_0, g_1g_2g_3-g_3^2g_0-g_1^2$, которые соответствуют условиям устойчивости (7).

Согласно критерию Гурвица, для устойчивости рассматриваемых стационарных колебаний необходимо, чтобы при заданных значениях параметров эти функции были положительно определёнными. Из графиков на рисунках 1-а, 1-б, 1-д и 1-е видно, что функции g_3, g_2, g_1, g_0 являются положительно определёнными. Однако из графика на рисунке 1-е видно, что функция $g_1g_2g_3-g_3^2g_0-g_1^2$ может принимать как положительные, так и отрицательные значения. Это указывает на то, что последнее условие критерия Гурвица не выполняется, а следовательно, стационарные колебания стержня, защищённого от колебаний, не являются устойчивыми.

График амплитудно-частотной характеристики (5) для значений параметров, соответствующих этому неустойчивому режиму, представлен на рисунке 2.

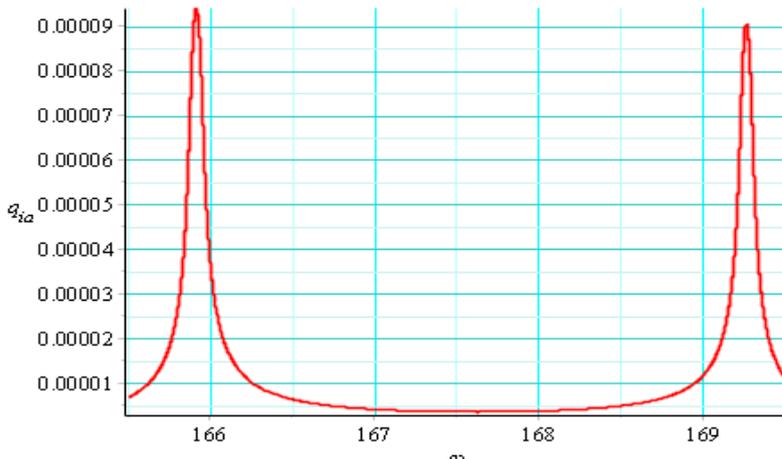


Рис. 2. График амплитудно-частотной характеристики виброзащищаемого стержня, полученной из первого соотношения (5)

На графике рисунка 2 и на графике рисунка 1-е показано, что неустойчивые колебания происходят при амплитудах $q_{id} \in [0.00008; 0.0001]$.

Построим графики условия устойчивости для случая, когда $\mu=0.1; c=5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; m=0.4686 \text{ кг}; n_0=3266.509007 \text{ 1/с}$.

На рисунках 3-а, 3-б, 3-с, 3-д и 3-е представлены графики функций $g_3, g_2, g_1, g_0, g_1g_2g_3-g_3^2g_0-g_1^2$ соответствующих условиям устойчивости (7). Для того, чтобы рассматриваемые стационарные колебания были устойчивыми, согласно критерию Гурвица, эти

функции при заданных значениях параметров должны быть положительно определёнными. Из представленных графиков видно, что функции g_3 , g_2 , g_1 , g_0 , $g_1g_2g_3$, $g_3^2g_0$, g_1^2 при указанных значениях параметров являются положительно определёнными. Следовательно, колебания стержня совместно с гасителем в данном случае устойчивы.

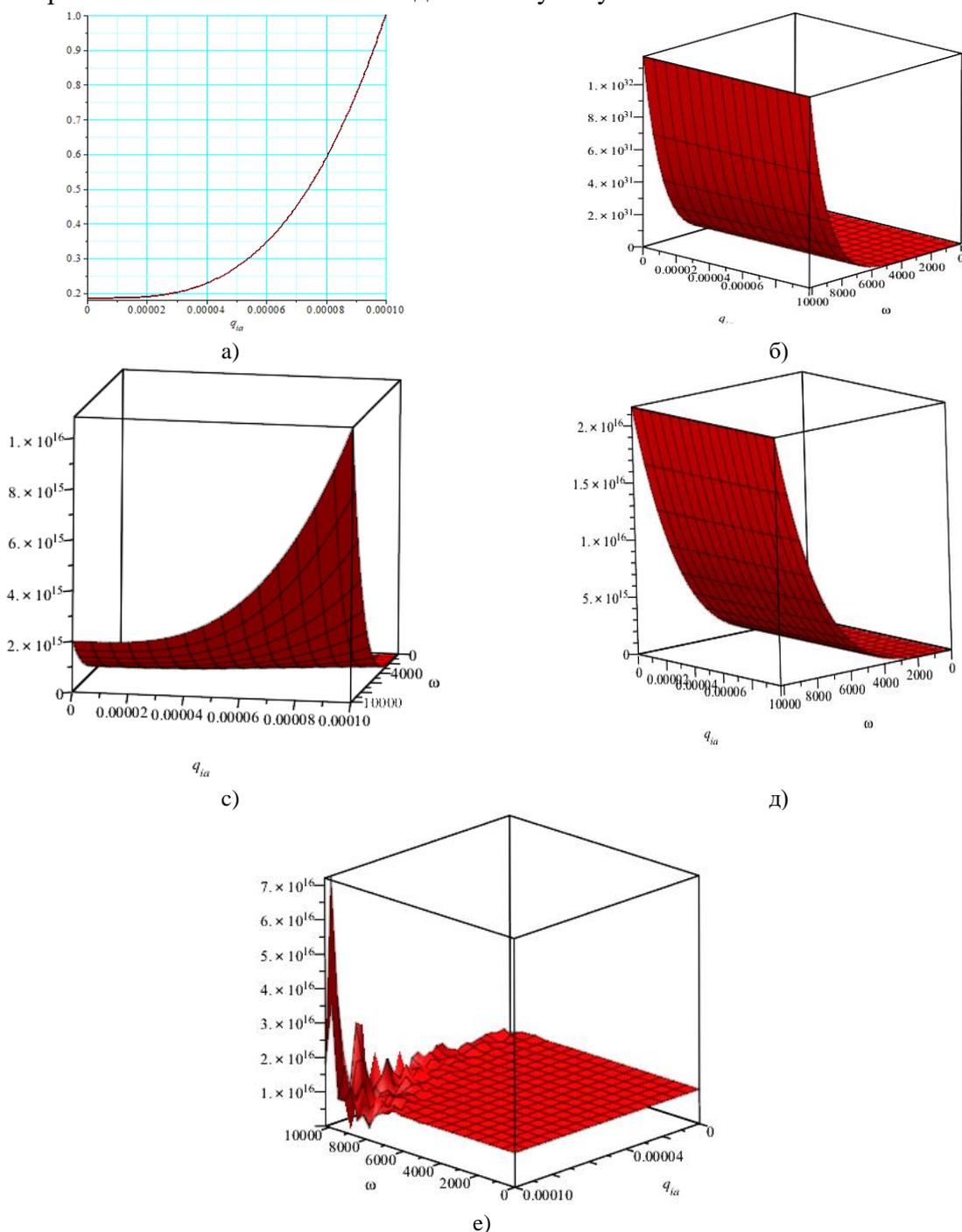


Рис. 3. Графики функций g_3 , g_2 , g_1 , g_0 , $g_1g_2g_3$, $g_3^2g_0$, g_1^2 (соответственно а, б, с, д, е), представляющие условия устойчивости (7)

Заключение. Разработана методика определения условий устойчивости стержня переменного поперечного сечения с динамическим гасителем при кинематических воздействиях. Выявлено, что условия устойчивости нелинейных колебаний стержня совместно с динамическим гасителем под воздействием кинематических возмущений зависят от гистерезисного типа упруго-диссипативных характеристик материалов стержня и гасителя, по-

перечного сечения стержня, изгиба и других переменных. Данная методика даёт возможность определять области и границы устойчивости нелинейных колебаний стержня с динамическим гасителем при различных значениях параметров системы.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Елисеев С.В., Нерубенко Г.П.* Динамические гасители колебаний// Новосибирск: Наука, 1987. -224 с.
- [2] *Snowdon J.S.* Vibration of cantilever beams to which dynamic absorber are attached// J. Acoust. Soc. Amer., v.39, No 5. – 1966. pp - 878-886.
- [3] *Карамышкин В.В.* Динамическое гашение колебаний. – М.: Машиностроение, 1988. -108 с.
- [4] *Корнев Б.Г., Резников Л.М.* Динамические гасители колебаний: Теория и технические приложения. – М.: Наука, 1988. – 304 с.
- [5] *Дусматов О.М.* Моделирование динамики виброзащитных систем. –Т.: Издательство Фан. 1997. 167 с.
- [6] *Бадалов Ф.Б.* Динамические гасители колебаний наследственно-деформируемых систем. Ташкент: ТГАИ, 2003. 82с.
- [7] *Drachev O., Turbin I., Amirdzhanova I., Varentsova, T., Petrova V.* Dynamic vibration absorber for shaft machining // MATEC Web Conf. / ed. Glezer A., Roshchupkin S. 2020, Vol. 329, P. 03045.
- [8] *Yingyu H., Waion W., Li Ch.* Optimal design of a beam-based dynamic vibration absorber using fixed-points theory. Journal of Sound and Vibration. Volume 421, 2018, pp. 111-131.
- [9] *Vinayak R., Ghosh M.K.* Forced vibration response of thin plate with attached discrete dynamic absorbers. Thin-Walled Structures, Volume 43, 2005. pp. 1513–1533.
- [10] *Tait M.J.* Modelling and preliminary design of a structure-TLD system. Engineering Structures, Volume 30, 2008, pp. 2644–2655.
- [11] *Mirsaidov M.M., Dusmatov O.M., Khodjabekov M.U.* The problem of mathematical modeling of a vibration protected rod under kinematic excitations. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 1030 (2021) 012069.
- [12] *Mirsaidov M.M., Dusmatov O.M., Khodjabekov M.U.* Mode Shapes of Transverse Vibrations of Rods Protected from Vibrations in Kinematic Excitations. Lecture Notes in Civil Engineering 170, (2021), pp. 217-227, https://doi.org/10.1007/978-3-030-79983-0_20.
- [13] *Mirsaidov M.M., Dusmatov O.M., Khodjabekov M.U.* Mathematical modeling of hysteresis type elastic dissipative characteristic plate protected from vibration. International Conference on Actual Problems of Applied Mechanics - APAM-2021, AIP Conf. Proc. 2637, 060009-1–060009-7; <https://doi.org/10.1063/5.0118289>
- [14] *Mirsaidov M.M., Dusmatov O.M., Khodjabekov M.U.* Dynamics of the rod protected from vibration under kinematic excitations. International Scientific Conference “Construction Mechanics, Hydraulics & Water Resources Engineering”, CONMECHYDRO 2021 AS, 7-9 September 2021, Tashkent, Uzbekistan. AIP Conference Proceedings 2612, 030005 (2023) <https://doi.org/10.1063/5.0113225>
- [15] *Mirsaidov M.M., Dusmatov O.M., Khodjabekov M.U.* Evaluation of the dynamics of elastic plate and liquid section dynamic absorber. PNRPU Mechanics Bulletin, 2022, no. 3, pp. 51-59. <https://doi.org/10.15593/perm.mech/2022.3.06>
- [16] *Dusmatov O.M., Khodjabekov M.U., Kasimova F.U.* Dynamics of a beam with variable cross-section protected from vibration // Web of Conferences. 2004, Vol. 549, P. 00001. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202454900001>
- [17] *Павловский М.А., Рыжков Л.М., Яковенко В.Б., Дусматов О.М.* Нелинейные задачи динамики виброзащитных систем. К.: Техника, 1997, 204 с.
- [18] *Писаренко Г.С., Богинич О.Е.* Колебания кинематически возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии. – Киев: Наук. думка, 1981. – 220 с.

Дата поступления

12.06.2025

Dusmatov O.M., Khodjabekov M.U., Kasimova F.U. Ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenning dinamik so'ndirgich bilan chiziqlimas tebranishlari ustuvorlik shartlari tahlili

Annotatsiya. Ushbu ishda kinematik qo'zg'alishlar ta'sirida gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenning dinamik so'ndirgich bilan chiziqlimas tebranishlari ustuvorligini tekshirish masalasi qaralgan. Garmonik linearizatsiya usuli yordamida sterjen va dinamik so'ndirgichni elastik dempferlovchi elementi materiallarining dissipativlik xossalari ifodalovchi chiziqlimas bir qiymatli bo'lmagan funktsiya chiziqli kompleks funktsiya orqali tenglamalarda hisobga olingan. Lyapunovning birinchi yaqinlashish usulidan foydalanilib, ustuvorlik shartlari olingan, hamda sistema ustuvorlik shartlari tahlil qilingan.

Kalit so'zlar. sterjen, dinamik so'ndirgich, kinematik qo'zg'alish, gisterezis, dissipativ, tebranish, amplituda-chastota xarakteristikasi, ustuvorlik sharti.

Dusmatov O.M., Khodjabekov M.U., Kasimova F.U. Analysis of stability conditions of nonlinear vibrations of a beam of variable cross-section with a dynamic absorber

Abstract: This paper addresses the stability of nonlinear vibrations in a beam of a variable cross-section that exhibits hysteresis-type damping characteristics, particularly when affected by kinematic forces. By applying the harmonic linearization method, the equations incorporate the dissipative properties of both the rod materials and the elastic-damping component of a dynamic absorber. These properties, represented as a nonlinear multi-valued function, are substituted with linear complex functions. Stability conditions are derived using the Lyapunov first approximation method, allowing for the identification of stability conditions.

Keywords: beam, dynamic absorber, kinematic excitation, hysteresis, dissipative, vibration, amplitude-frequency response, stability condition.

ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ЗАКРЕПЛЕНИЯ НА СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ КОЛЕБАНИЙ ОСОБО ВЫСОТНЫХ СООРУЖЕНИЙ

Д.Якубжанов

Национальный университет Узбекистана имени Мирзо Улугбека, Ташкент, Узбекистан
E-mail: dillshodyoqubjonov@gmail.com

Аннотация. Спектральные задачи, заключающиеся в определении собственных значений и собственных векторов дифференциальных операторов, имеют фундаментальное значение для анализа динамических систем в инженерных и научных дисциплинах. Особое внимание в данной статье уделяется влиянию условий закрепления на собственные частоты. Для самосопряженных операторов существуют хорошо разработанные численные методы, однако несамосопряженные операторы представляют значительные трудности из-за комплексных собственных значений и возможной неортогональности собственных векторов. В данной работе рассматриваются численные методы решения спектральных задач, включая метод дифференциальной прогонки, специально адаптированный для несамосопряженных операторов, возникающих при анализе колебаний конструкций с различными условиями закрепления. Обсуждаются также вопросы полноты корневых векторов и асимптотические свойства собственных значений, что позволяет эффективно моделировать динамическое поведение высотных сооружений.

Ключевые слова: спектральная задача, несамосопряженный оператор, собственные частоты, условия закрепления, особо высотные сооружения, численные методы, дифференциальная прогонка.

Введение. Спектральная теория, изучающая собственные значения и собственные векторы операторов, является одной из ключевых дисциплин математики, находящей широкое применение в физике, механике и инженерных науках. В частности, спектральные задачи играют важную роль при анализе колебаний особо высотных сооружений, где условия закрепления существенно влияют на собственные частоты и формы колебаний. Такие задачи имеют критическое значение для обеспечения устойчивости и безопасности конструкций, например, при изучении явления флаттера в аэродинамике или динамических нагрузок на высотные здания.

Самосопряженные операторы, часто возникающие в механических системах, характеризуются действительными собственными значениями и ортонормированным базисом собственных векторов, что позволяет применять хорошо разработанные аналитические и численные методы. Напротив, несамосопряженные операторы, типичные для систем с несимметричными условиями закрепления, обладают комплексными собственными значениями и неортогональными базисными функциями, что усложняет как теоретический анализ, так и численные расчеты. Для преодоления этих трудностей в данной статье предлагается подход, основанный на преобразовании спектральной задачи в дифференциальную форму, где базовые функции определяются как решения однородных краевых задач с учетом условий закрепления. Алгебраические аспекты подобных задач были исследованы Дж. Уилкинсоном [1], чьи методы оптимизации собственных значений служат основой для предложенного подхода. Этот подход также опирается на фундаментальные работы Л. Коллатца [2], посвященные дифференциальным задачам для динамических систем, и М.В. Келдыша [3], чьи теоремы о полноте корневых векторов и асимптотических свойствах собственных значений обеспечивают теоретическую основу для анализа несамосопряженных операторов.

В статье рассматриваются численные методы решения спектральных задач, включая преобразование дифференциального оператора в матрицу с последующим применением стандартных алгоритмов нахождения собственных значений, а также метод дифференциальной прогонки, специально адаптированный для несамосопряженных операторов [4-5]. Особое внимание уделяется влиянию условий закрепления на спектральные характеристики, такие как комплексные собственные значения и неортогональность векторов, и их последствиям для динамического анализа особо высотных сооружений [6]. Обсуждаются также уникальные спектральные свойства несамосопряженных операторов и их влияние на точность и устойчивость численных решений, что позволяет разработать эффективные подходы к моделированию колебаний сложных инженерных конструкций.

Методы. Колебания особо высотных сооружений с переменной жесткостью $D(x)$, погонной массой $m(x)$, с учетом собственного веса описываются следующей системой разрешающих уравнений:

$$\left[(D(x)W'')' - \left(P + g \int_x^l m(z) dz \right) W' \right]' + q + m\ddot{W} = 0 \quad (1)$$

при выполнении граничных условий, с возможной податливостью основания к сдвигу и изгибу [7-8]:

$$\begin{cases} W + k_\theta (D(x)W'')' = 0, W' + k_\varphi (D(x)W'') = 0 \text{ при } x = 0; \\ D(x)W'' = PW, (D(x)W'')' = 0 \text{ при } x = l. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь, k_θ, k_φ - коэффициенты возможной податливости основания к изгибу и сдвигу, а также собственный вес здания, $q(x)$ - внешняя распределенная нагрузка, g - ускорение свободного падения.

$$D(x) = D_0 d^4(x), m(x) = m_0 d^2(x), d(x) = d_0 e^{(-\alpha x)}, \alpha - \text{переменности конструкции.}$$

Для решения задачи (1)-(2) применим подход метода Фурье:

$$W(x, t) = X(x)T(t), \quad (3)$$

откуда имеем спектральную задачу, которую запишем в операторном виде:

$$\begin{cases} \tilde{L}X - \gamma^4 X = 0, \\ \tilde{l}_x X = 0, \quad x = 0, l. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь

$$\tilde{L} = \partial_x \left[\partial_x (D(x) \partial_x \partial_x) - \left(P + g \int_x^l m(z) dz \right) \partial_x \right], \quad \tilde{l}_x = \begin{pmatrix} \tilde{l}_{x11} & \tilde{l}_{x12} \\ \tilde{l}_{x21} & \tilde{l}_{x22} \end{pmatrix},$$

$$\tilde{l}_{011} = \partial_x (D(x) \partial_x \partial_x), \quad \tilde{l}_{012} = \frac{1}{k_\theta} + \partial_x [\ln D(0)] \cdot \frac{1}{k_\varphi} \partial_x, \quad \tilde{l}_{021} = D(0) \cdot \partial_x \partial_x,$$

$$\tilde{l}_{l11} = D(l) \cdot \partial_x \partial_x \partial_x, \quad \tilde{l}_{l12} = \partial_x [\ln D(l)] \cdot P \tilde{l}_{021} = D(l) \cdot \partial_x \partial_x, \quad \tilde{l}_{l22} = \frac{1}{k_\varphi}, \quad \tilde{l}_{022} = \frac{1}{k_\varphi}.$$

Разрешающий оператор задачи (1)-(2) является несамосопряженным:

$$(\tilde{L}X, Y) \neq (\tilde{L}Y, X)$$

Действительно, $(\tilde{L}X, Y) = (F(x, y)) + (\tilde{L}Y, X)$,

$$F(x, y) = \left(P + g \int_x^l m(z) dz \right) X'(0)Y(0) - \left(P + g \int_x^l m(z) dz \right) X(0)Y'(0) + g \int_x^l m(z) dz X(l)Y'(l).$$

Результаты. Полученные результаты показывают, что для следящей сжимающей нагрузки, а также при учете собственного веса очень высокого сооружения оператор переходит в несамосопряженный вид. Для решения данной краевой задачи дифференциального уравнения мы используем вариант матричного дифференциального метода прогонки [5, 9], который успешно применяется как для самосопряженных, так и для несамосопряженных операторов [12-13].

Применяя метод дифференциальной прогонки к уравнению (1) с граничными условиями (2) и (3), мы можем увидеть, что для несамосопряженных операторов эти решения действительно возникают. В данной задаче возможные перемещения k_θ и изгибы k_φ , а также собственный вес здания α – переменное значение, можно задавать в различных

формах, чтобы получить собственные значения и собственные функции в некоторых вариантах граничных условий, которые могут быть представлены как численно, так и графически [10]. Очевидно, что когда возможная податливость к сдвигу k_θ и изгибу k_φ присутствует, а собственный вес здания α равен нулю, решение является самосопряженным; в других случаях, то есть, при $k_\theta \neq 0$, $k_\varphi \neq 0$, $\alpha \neq 0$, получение решения становится более сложным. При этом собственные значения определяются как действительные числа, аналогично самосопряженному оператору, и в общем случае выполняются свойства вида $\lambda_1 < \lambda_2 < \dots < \lambda_{n-1} < \lambda_n$, а также возникают вопросы о выполнении свойств ортонормированности собственных функций и их существовании [11].

Указанные утверждения могут быть подтверждены анализом результатов, приведенных ниже в табл. 1 и графиках на рис. 1, с учетом переменных k_θ и k_φ , характеризующих перемещение и изгиб, а также α – параметра, принимающего различные значения. В процессе анализа можно достичь уверенности в справедливости этих выводов.

В таблице 1 представлены собственные значения для случая $k_\theta=0$ и $\alpha=0$, где k_φ коэффициент изгиба, который увеличивается, отражая жесткость системы или ее сопротивление деформации. Условия $k_\theta=0$ и $\alpha=0$ указывают на упрощенную модель системы.

Таблица 1

Собственные значения для $k_\theta=0$ и $\alpha=0$

$k_\theta=0$ и $\alpha=0$					
k_φ	0.01	0.03	0.05	0.07	0.09
1 собс. знач.	1.894	1.936	1.982	2.033	2.091
2 собс. знач.	1.914	2.006	2.123	2.276	2.478
3 собс. знач.	1.936	2.091	2.321	2.663	3.035
4 собс. знач.	1.958	2.194	2.599	3.086	3.369
5 собс. знач.	1.982	2.321	2.921	3.343	3.529

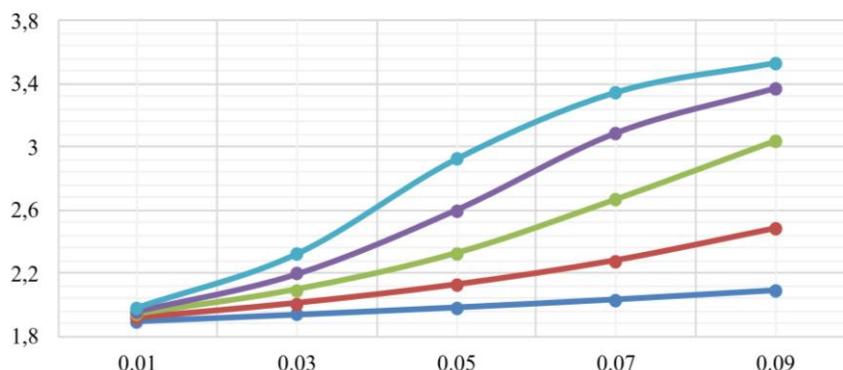


Рис. 1. График изменения собственных значений от первого до пятого в зависимости от изменения k_φ

Если обратить внимание на полученные результаты, скорость роста первого собственного значения относительно медленная, тогда как скорость роста пятого собственного значения значительно возрастает. Из табл. 1 видно, что с увеличением коэффициента изгиба, значения собственных чисел также возрастают. Однако рост значений собственных чисел не является линейным: процесс происходит либо экспоненциально, либо в виде полиномиальной зависимости высокой степени.

Увеличение k_φ приводит к повышению жесткости системы в целом, что, в свою очередь, вызывает возникновение более высоких частот колебаний. Собственные функции показывают, каким деформациям подвергается система.

При анализе, графики собственных функций, демонстрирующие деформацию, показывают, что каждая форма колебаний имеет свой вид (табл. 2). Для первого собственного числа (синий цвет) характерна самая плавная кривая, что указывает на простейшую форму колебаний (полуволну) (рис. 3а).

Рисунок 3б показывает скорость изменения угла поворота или изгиба, а рис. 3в отображает внутренние силы системы, в частности, изгибающий момент. Можно заметить, что функции, соответствующие высшим собственным числам, имеют больше точек перегиба (колебаний), что указывает на более сложную деформацию системы.

Таблица 2
Собственные значения для $k_0=0, k_\varphi=0.07, \alpha=0$

1 собственное значение	2.033
2 собственное значение	2.276
3 собственное значение	2.663
4 собственное значение	3.085
5 собственное значение	3.343

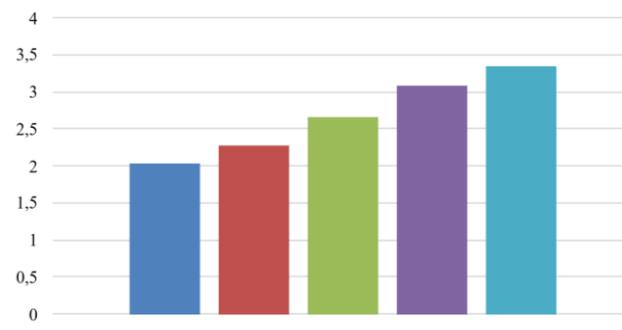


Рис. 2. Гистограмма собственных значений в зависимости от значений $k_0=0, k_\varphi=0.07, \alpha=0$

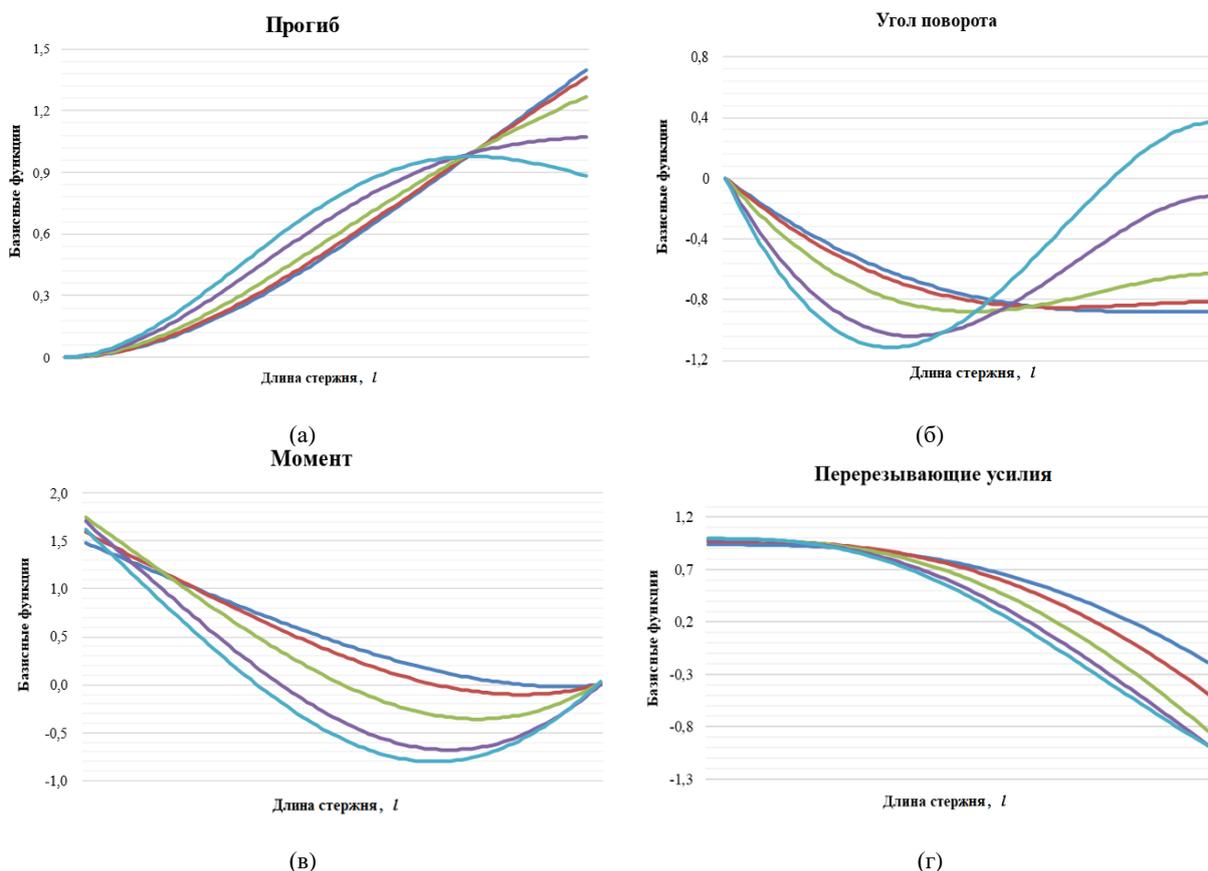


Рис. 3. Распределение базисных функций для прогиба (а), угла поворота (б), момента (в) и перерезывающего усилия (г) при различных значениях собственных чисел $k_0=0, k_\varphi=0.07, \alpha=0$

На рис. 3г можно увидеть, где возникает наибольшая поперечная сила: графики, соответствующие высшим собственным числам, демонстрируют повышенные изменения поперечной силы. Разница между собственными числами увеличивается по мере роста значения k_φ . Исходя из этих выводов, можно заключить, что с увеличением значения k_φ , процесс становится все более неустойчивым, что приводит к потере устойчивости состояния и разрушению структуры (системы). Это подчеркивает необходимость анализа значений переменных в более широком диапазоне для дальнейшего уточнения. Более того, поскольку устойчивость снижается с увеличением значений переменной k_φ , мы проанализируем значения

собственных чисел, полученных при изменении k_θ , при фиксированных значениях $k_\varphi(k_\varphi=0)$ (табл. 3).

Из приведенной таблицы видно, что при $k_\theta=0$, собственные значения начинаются с 1.195 и постепенно уменьшаются с увеличением параметра (при $k_\theta=0.50$, значение составляет 0.835, при $k_\theta=1.00 - 0.723$), достигая 0.661 при $\alpha = 1.50$. Это показывает, что значения собственных чисел стабильно уменьшаются с увеличением параметра сдвига. Увеличение значений k_θ также приводит к гиперболическому снижению второго порядка собственного числа, и при достижении значения $k_\theta=1.50$, система приближается к границе устойчивости.

Собственные числа более высоких порядков демонстрируют аналогичную тенденцию: они начинаются с высоких значений и затем приближаются к стабильным значениям, однако при больших значениях k_θ , собственные числа не определяются. Это указывает на то, что задача выходит за пределы вычислительной области, то есть, расчет становится более сложным или менее приоритетным на высоких частотах. Второе собственное число и собственные числа более высоких порядков стабилизируются, то есть, становятся близкими по значению друг другу, что может означать выход системы за критическую границу для определения высоких частот колебаний, что свидетельствует о снижении жесткости сооружения к изгибу в целом.

Таблица 3.
Собственные значения для $k_\varphi=0, \alpha=0.7$

k_θ	0	0.5	1	1.5
1 собственное значение	1.195	0.835	0.723	0.661
2 собственное значение	3.452	1.856	1.785	1.772
3 собственное значение	5.981	4.223	4.226	4.227
4 собственное значение	8.443	6.661	6.662	6.664
5 собственное значение	10.892	-	-	-

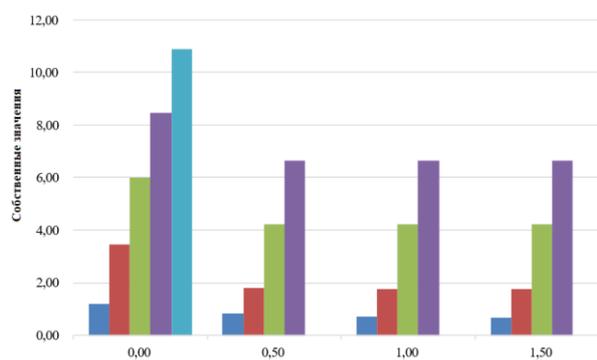


Рис. 4. Гистограмма собственных значений в зависимости от изменения k_θ (■ 1 собс. значения, ■ 2 собс. значения, ■ 3 собс. значения, ■ 4 собс. значения, ■ 5 собс. значения)

Третье и четвертое собственные числа принимают одинаковые значения при некоторых значениях k_θ , что указывает на то, что частотный параметр остается неизменным с увеличением k_θ . Однако, как уже отмечалось ранее, при достижении определенной границы система становится неустойчивой. Часто собственные числа более высоких порядков не оказывают значительного влияния на общую устойчивость системы, поскольку они обычно соответствуют колебаниям высокой частоты, но с малой амплитудой. То, что эти собственные числа остаются неизменными, начиная с $k_\theta=0.50$, указывает на их вхождение в зону устойчивости. Это означает, что при увеличении нагрузки на систему, высшие собственные числа перестают существенно влиять на общее движение системы, то есть, их влияние уменьшается, и они перестают изменяться. Это также свидетельствует о том, что они не достигли резонансного состояния или оставались в инерционной зоне устойчивости.

Пятое собственное число равно 10.892 при $k_\theta=0$, но при больших значениях k_θ , оно исчезает, что указывает на уменьшение высоких тонов колебаний для возможной податливости оснований к сдвигу. Высшие собственные числа обычно соответствуют более сложным деформациям системы, что в условиях неустойчивости приводит к их исчезновению.

Графики собственных функций, соответствующие найденным значениям собственных чисел, представлены ниже. Таблица 4 и графики на рис. 5 раскрывают динамическое поведение конструкции в зависимости от коэффициента изгиба k_θ .

При $k_\theta = 0$ формируется самое наибольшее собственное значение (10.892), что соответствует самой высокой частоте или критической нагрузке. По мере увеличения k_θ длина

полуволн нижних собственных значений уменьшается, что подтверждает снижение жесткости или устойчивости конструкции. Собственные функции показывают, как деформируется (смещается) конструкция в каждом режиме. Например, первый режим (первое собственное число) обычно имеет самую простую форму (например, полуволну синусоиды), а последующие режимы имеют больше узлов (нулевых пересечений).

Эти формы определяют характер колебаний или изгиба конструкции. График, соответствующий первому собственному числу, обычно считается наиболее важным, поскольку он указывает на склонность системы к колебаниям на самой низкой частоте. Это также определяет, в каких частях конструкции происходит наибольшее скручивание, что важно для проектирования опорных элементов конструкции.

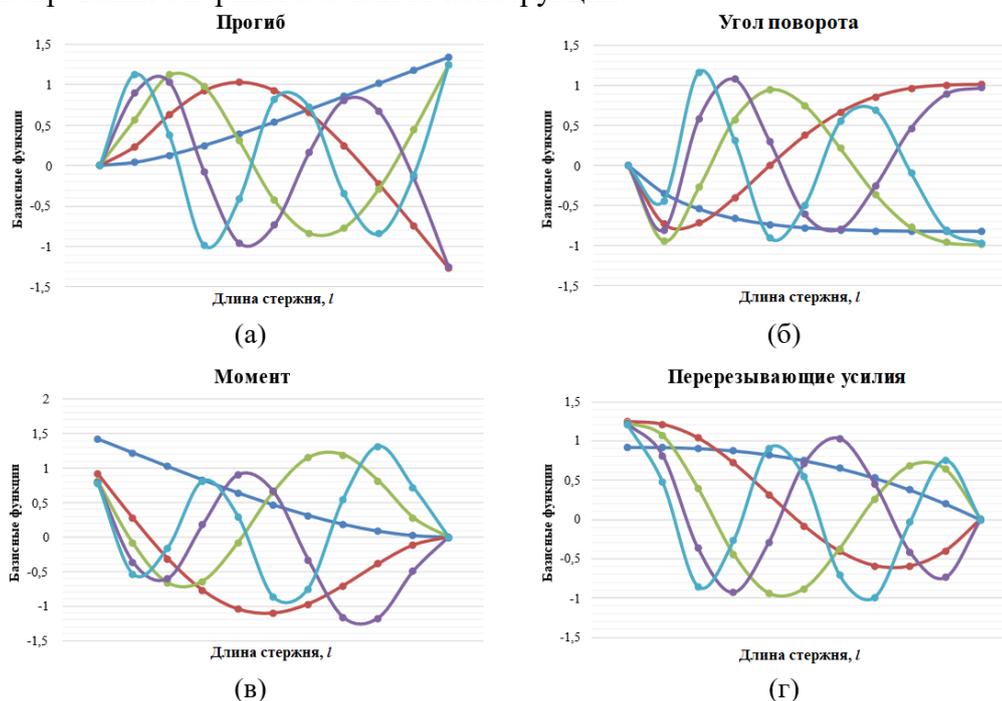


Рис. 5. Распределение базисных функций для прогиба (а), угла поворота (б), момента (в) и перерезывающего усилия (г) при различных значениях собственных чисел $k_\theta = 0$, $k_\phi = 0$, $\alpha = 0.7$

Максимальные значения момента (M) указывают на участки конструкции, где возникают наибольшие напряжения от изгиба.

Поперечная сила показывает, в каких частях конструкции возникают наибольшие внутренние напряжения от сдвига. В первом режиме поперечная сила распределяется более плавно, но в высших режимах частые изменения могут привести к увеличению концентрации напряжений. Из графиков момента и поперечной силы видно, что первый режим создает наибольшие значения момента и поперечной силы.

При высоких значениях k_θ собственные значения могут исчезнуть из-за условий устойчивости. Это связано с естественными ограничениями математического метода. Исчезновение собственных значений указывает на то, что они достигли некой критической точки, где точность вычислений становится недостаточной.

Если нагрузка слишком велика, это может привести к разрушению системы или достижению больших амплитуд, а отсутствие некоторых собственных значений при высоких значениях k_θ указывает на нарушение критических границ под действием больших нагрузок или потерю численных решений (табл. 4).

В противоположность вышеуказанному анализу, если при высоких значениях параметра k_θ , устойчивость системы теряется, это ставит под серьезный вопрос устойчивость

системы и требует инженерных решений. Проблема устойчивости становится первостепенной задачей. То есть, если рассматривать устойчивость высотных зданий, то для таких систем потребуются конструктивные изменения в их геометрии и структуре.

Таблица 4.

Собственные значения для $k_{\theta} = 1.50, k_{\varphi} = 1.50, \alpha = 0.7$

$k_{\theta} = 1.50, k_{\varphi} = 1.50, \alpha = 0.7$	
1 собственное значение	0.750
2 собственное значение	3.593
3 собственное значение	3.616
4 собственное значение	3.627
5 собственное значение	3.633

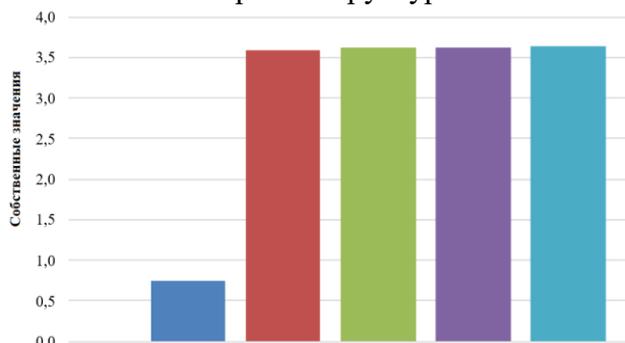


Рис. 6. Гистограмма собственных значений в зависимости от значений $k_{\theta} = 1.50, k_{\varphi} = 1.50, \alpha = 0.7$ (■ 1 собс. значения. ■ 2 собс. значения. ■ 3 собс. значения. ■ 4 собс. значения. ■ 5 собс. значения)

Малое значение первого собственного числа (0.750) указывает на чувствительность конструкции к колебаниям на низких частотах. Близость высших режимов (3.593–3.633) увеличивает риск резонанса.

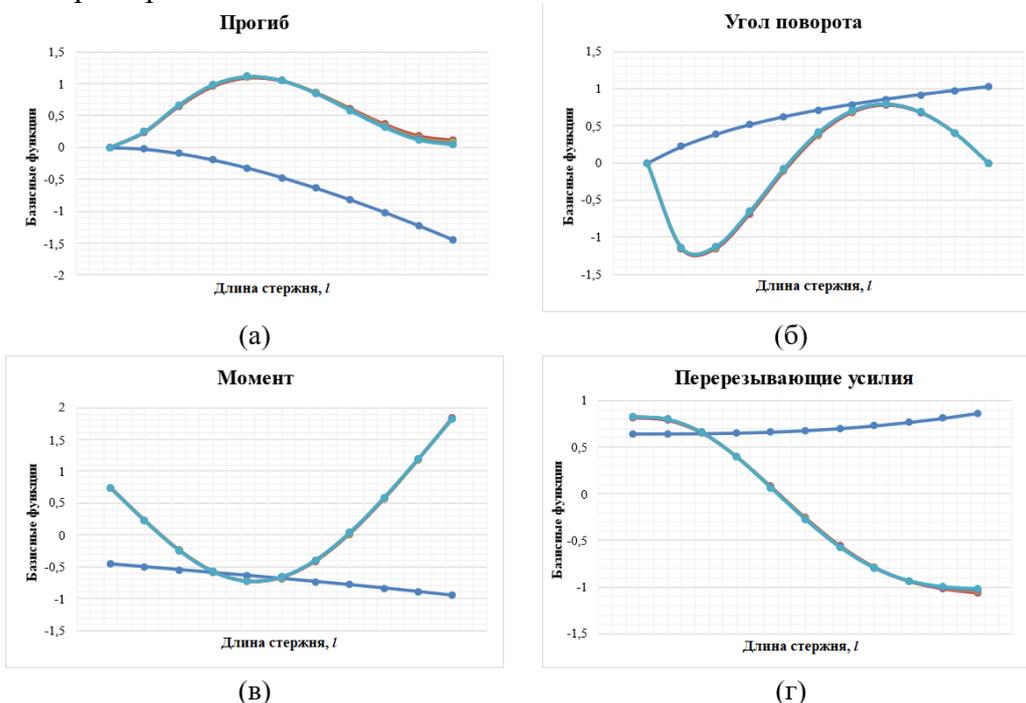


Рис. 7. Распределение базисных функций для прогиба (а), угла поворота (б), момента (в) и перерезывающего усилия (г) при различных значениях собственных чисел $k_{\theta} = 1.50, k_{\varphi} = 1.50, \alpha = 0.7$

В вопросе устойчивости (например, изгиб высотных конструкций), первое собственное число отражает изгиб конструкции при низкой критической нагрузке. Графики показывают, что первое собственное число вызывает наибольшие смещения и внутренние силы. Близость высших собственных чисел усложняет динамический отклик системы (рис. 7).

Заключение. Увеличение модуля упругости, геометрических параметров или других характеристик, связанных с жесткостью (k_{φ}), приводит к повышению жесткости конструкции и увеличению значений собственных частот. Это изменяет динамические характеристики системы, повышая риск динамической неустойчивости при критических значениях нагрузки или в условиях резонанса. Накопление энергии в режимах может вызвать

деформацию конструкции. Для предотвращения таких эффектов рекомендуется сбалансировать характеристики жесткости и применять численные методы спектрального анализа.

Увеличение k_0 снижает собственные частоты, что делает конструкцию более восприимчивой к внешним вибрационным воздействиям. Это приводит к увеличению амплитуды колебаний и повышению риска резонанса. Для минимизации этих эффектов необходимо оптимизировать параметры системы с учетом скорости потока и использовать пассивные демпферы.

Увеличение k_0 уменьшает жесткость, что приводит к снижению собственных частот и критической нагрузки на изгиб или кручение. Динамические силы, вызванные потоком жидкости, могут спровоцировать вибрационную неустойчивость, включая автоколебания. Для обеспечения устойчивости рекомендуется проводить анализ спектральных задач, основанных на несамосопряженных операторах, и внедрять дополнительные элементы жесткости.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Уилкинсон Дж. Алгебраическая проблема собственных значений. Москва. Наука, 1970, 584 с.
- [2] Коллатц Л. Задачи на собственные значения. Москва. Наука, 1968, 503 с.
- [3] Келдыш М.В. О собственных значениях и собственных функциях некоторые классов несамосопряженных уравнений // М.: ДАН. 1951, №1, стр. 11-14.
- [4] Вазов В., Форсайт Дж. Разностные методы решения уравнений в частных производных. М.: Иностранная литература, 1963, 234 с.
- [5] Годунов С. К., Рябенский В. С. Введение в теорию разностных схем. М: Физматгиз, 1962, 340 с.
- [6] Бадалов Ф.Б., Хашимов Ж. Решение неоднородных и нелинейных краевых задач теории пластин и оболочек методом сведения к задачам Коши. Ташкент: ФАН, 1988, 123 с.
- [7] Гохберг И.Ц., Крейн М.Г. Введение в теорию несамосопряженных операторов в гильбертовом пространстве. М: Наука, 1965, 448 с.
- [8] Уразбаев М.Т. Сейсмостойкость упругих и гидро-упругих систем. Ташкент: ФАН, 1966, 254 с.
- [9] Ахмедов А.Б. Численное решение спектральных задач. Ташкент: ФАН, 2012, 118 с.
- [10] Савенко П. Численное решение нелинейных многопараметрических спектральных задач // Физико-математические науки. 2021, № 81, стр. 197-213.
- [11] Матвеев В.П., Севодин М.А., Севодина Н.В. Приложения метода Мюллера и принципа аргумента к задачам на собственные значения в механике деформируемого твердого тела // Вычислительная механика сплошных сред. 2014, Т. 7, № 3, стр. 331-336.
- [12] Madjidov I., Kholmamov N., Yokubjonov D. Numerical implementation of spectral problems for non-self-adjoint operators // AIP Conference Proceedings. 2024, Vol. 3119, P. 050005.
- [13] Yoqubjonov D. O'z-o'ziga qo'shma bo'lmagan operatorlar uchun spektral masalalarni sonli yechish // Yevroosiyo akademik tadqiqotlar jurnali. 2024, Vol. 4, No. 11, pp. 198-203 b.

Дата поступления
12.04.2025

Yoqubjonov D. O'z-o'ziga qo'shma bo'lmagan operatorlar uchun spektral masalalarning sonli yechimi: differensial yondashuv va sonli yechimlar.

Annotatsiya. Spektral masalalar, ya'ni differensial operatorlarning xos qiymatlari va xos vektorlarini topish, turli ilmiy va muhandislik sohalari uchun katta ahamiyatga ega. O'z-o'ziga qo'shma operatorlar uchun natijador sonli usullar mavjud bo'lsa-da, o'z-o'ziga qo'shma bo'lmagan operatorlar o'ziga xos murakkab qiymatlari va ortogonal bo'lmagan vektorlar tufayli qiyinchiliklar keltirib chiqaradi. Ushbu maqola spektral masalalarni yechish uchun sonli usullarni ko'rib chiqadi, ayniqsa o'z-o'ziga qo'shma bo'lmagan operatorlarda ushbu sonli usullarni ishlashiga e'tibor qaratadi. Biz ushbu maqolada o'z-o'ziga qo'shma bo'lmagan operatorlar uchun maxsus yondashuvni, jumladan, differensial progonkalash usulini muhokama qilamiz.

Kalit so'zlar: spektral masala, o'z-o'ziga qo'shma bo'lmagan operatorlar, kritik kuch, sonli yechish, differensial muammo, matrisali differensial progonkalash usuli.

Yoqubjonov D. Influence of Anchorage Conditions on Eigenfrequencies of High-Rise Structures.

Abstract. Spectral problems related to determining the eigenvalues and eigenvectors of differential operators are crucial for analyzing dynamic systems in engineering and various scientific disciplines. This paper focuses on how anchorage conditions affect eigenfrequencies. For self-adjoint operators, well-established numerical methods exist; however, non-self-adjoint operators present considerable challenges due to the presence of complex eigenvalues and the potential non-orthogonality of eigenvectors. In this paper, numerical methods for solving spectral problems were explored, including the differential sweep method, which is specifically adapted for non-self-adjoint operators that arise in the analysis of vibrations in structures with different anchorage conditions. The completeness of root vectors and the asymptotic properties of eigenvalues, which are essential for efficiently modeling the dynamic behavior of high-rise structures, were also discussed.

Keywords: spectral problem, non-self-adjoint operator, eigenfrequencies, anchorage conditions, high-rise structures, numerical methods, differential sweep.

АЛГОРИТМ РЕШЕНИЯ ПОЛНОЙ СИСТЕМЫ УРАВНЕНИЙ НАВЬЕ–СТОКСА

**Салохиддинов А.Т., Савицкий А.Г., Радкевич М.В., Аширова О.А.,
Хакимова П.А., Абдумажидов Э.**

*Национальный исследовательский университет “Ташкентский институт инженеров ирригации
и механизации сельского хозяйства”, Ташкент, Узбекистан
E-mail: periwmt@tiame.uz*

***Аннотация.** Описан алгоритм расчета полных уравнений Навье–Стокса. В тестовых задачах рассматривается движение сжимаемого газа и слабо сжимаемой жидкости. Метод покоординатного расщепления использован в явных схемах с целью уменьшения влияния схемной вязкости. Показаны и описаны проблемы, возникшие и решенные в процессе построения алгоритма расчета. Представлен эвристический подход по взаимодействию потока с непроницаемыми препятствиями. Для подавления ударных волн, возникающих при округлении результатов при расчете на вычислительной технике, представлен эвристический подход по определению модуля объемной упругости. Показан способ избавления от гравитационного слагаемого в полных уравнениях Навье–Стокса.*

***Ключевые слова:** конечные разности, алгоритм расчета, полные уравнения гидродинамики.*

Введение. Главной сложностью и проблемой при решении уравнений Навье–Стокса является отсутствие отдельного уравнения для нахождения гидродинамического давления. Наиболее часто для решения этой проблемы в практических задачах океанологии и климатологии используют “урезание” вертикальной составляющей векторного уравнения сохранения импульса до гидростатики [1, 2, 10, 11] и др. К “урезанному” до гидростатики уравнению добавляют граничное условие на свободной поверхности. Результатом будет эволюционное уравнение для расчета положения свободной поверхности и через ее положение рассчитывается гидростатическое давление [6, 9, 10, 11] и др.

Этот подход оказался настолько широко распространенным в вычислительной гидромеханике и вычислительной климатологии, что его стали воспринимать как единственно возможный подход к решению гидродинамических задач [2, 3, 6, 9, 10] и др.

Главным инструментом расчета полных уравнений Навье–Стокса в настоящее время является метод WENO (Weighted Essentially Non-Oscillatory) [18–20]. WENO значительно превосходит по своим пользовательским характеристикам все аналоги, и поэтому занимает доминирующее положение среди расчетных механизмов вычислительной гидромеханики. Но данный метод чрезвычайно трудоемок, требует расчета и взаимной увязки флюксов на границах расчетных ячеек для поддержки консервативности решения. Напомним, что флюксы – это вычисляемые потоки через грани расчетных ячеек, рассчитываемые по особым формулам [18–20]. Фактически, это переводит WENO из конечно-разностных инструментов расчета в инструмент, использующий конечные элементы. Причиной может быть отсутствие устойчивой, консервативной, транспортной, инвариантной, универсальной конечно-разностной схемы для расчета переноса консервативных величин в пространстве.

Температура в WENO рассчитывается без учета ее переноса потоком вещества по пространству. Температура рассчитывается как следствие и как составляющая полной энергии вещества в данной точке. С гидродинамическим давлением также существуют проблемы. Например, при обтекании препятствий требуется итерационный процесс в WENO и требуется корректировка давления, обеспечивающего обтекание препятствия.

Существует мнение, что в “лоб” и без упрощающих преобразований систему уравнений Навье–Стокса решить невозможно и такие попытки пока не имели успеха [13].

В данной статье будет описан подход к решению гидродинамических задач. Подход, в котором решается полная система уравнений Навье–Стокса и без каких-либо серьезных “урезаний” и упрощений. Алгоритм решения будет представлен для уравнений Навье–Стокса, описывающих движение газа или жидкости с переменной плотностью.

Возможность записать и проверить на тестовых задачах такой алгоритм появилась в связи с нахождением консервативной, транспортной, адекватной, инвариантной, устойчивой схемы переноса импульса вещества и тепловой энергии в конечных разностях [14, 16, 17].

Материалы и методы. Выпишем замкнутую систему уравнений сжимаемого газа [7, 8, 12], для которой составим алгоритм решения:

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \nabla \mathbf{V} = \mathbf{g} - \frac{1}{\rho} \text{grad}(P + P_a) + \nu \cdot \Delta \mathbf{V} - \Phi \mathbf{V}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad} \rho + \rho \text{div} \mathbf{V} = 0, \quad (2)$$

$$c \rho \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad} T \right) = \lambda \text{div} \text{grad} T - P \cdot \text{div} \mathbf{V}, \quad (3)$$

где \mathbf{V} – скорость; Φ – множитель, описывающий существование ($\Phi=100$ 1/с) или отсутствие ($\Phi=0$ 1/с) препятствия на пути движения потока; ν – коэффициент кинематической вязкости для воздуха $1.52 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; P_a – постоянное фоновое значение давления атмосферы (обычно нормальным считается давление атмосферы $P_a=101325 \text{ Па}$); $R_S=287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ – газовая постоянная воздуха; $g=9.80665 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы гравитации; $C_p=1005 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$, $C_v=718 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ – теплоемкость воздуха при постоянном давлении и постоянном объеме, соответственно; $\gamma=C_p/C_v \approx 1.4$ показатель адиабаты. Заметим, что выполняется формула Майера: $R_S=C_p-C_v=287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$.

Замыкается система (1)–(3) уравнением состояния. Приведем варианты уравнения состояния для изотермического процесса в газе:

$$\rho = \frac{(P + P_a)}{R_S T} \quad (4a)$$

и адиабатического процесса:

$$\frac{dP}{P} = \frac{C_p}{C_v} \frac{d\rho}{\rho} \quad (4б)$$

В движущемся воздухе происходят и изотермические процессы и адиабатические. Соотношение этих процессов носит очень сложный характер. Принято считать, что в основном работают адиабатические процессы. Доказательством служит, прежде всего, замеряемая скорость звука в воздухе, которая лучше описывается в предположении, что в воздушной массе преобладают адиабатические процессы.

Подставим уравнения, связывающие плотность газа с давлением и температурой (4), в уравнение сохранения и переноса массы газа (2). Для случая изотермического процесса имеем:

$$\frac{\partial \left(\frac{P + P_a}{R_S T} \right)}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad} \left(\frac{P + P_a}{R_S T} \right) + \left(\frac{P + P_a}{R_S T} \right) \text{div} \mathbf{V} = 0 \quad (5)$$

или

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad} P + (P + P_a) \text{div} \mathbf{V} = 0 \quad (6)$$

Для случая адиабатического процесса имеем

$$\frac{C_v}{C_p} \frac{\rho}{(P + P_a)} \frac{\partial (P + P_a)}{\partial t} + \frac{C_p}{C_v} \frac{\rho}{(P + P_a)} \cdot \mathbf{V} \cdot \text{grad} (P + P_a) + \rho \text{div} \mathbf{V} = 0 \quad (7)$$

или

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad} P + \frac{C_p}{C_v} (P + P_a) \text{div} \mathbf{V} = 0. \quad (8)$$

Уравнение (1) и уравнения (6) или (8) образуют волновую (гиперболическую) систему, в которой скорость перемещения волн сжатия (звука для воздуха) может быть вычислена по формулам:

для изотермического процесса при 20С°:

$$V_S = \sqrt{R_S T} = 290 \text{ м/с} \quad (9)$$

для адиабатического процесса при 20С°:

$$V_S = \sqrt{\frac{C_p}{C_v} R_S T} = 343 \text{ м/с} \quad (10)$$

Эксперименты показывают, что при нормальном давлении и температуре 20С°, скорость звука в воздухе составляет 343 м/с. Экспериментаторами замечено, что во влажном воздухе скорость звука чуть меньше. Таким образом, можно заключить, что процессы перемешивания в воздухе в основном адиабатические.

Рассмотрим подробнее уравнение (8) и повторим его запись для лучшего восприятия:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad}P + \frac{C_p}{C_v} (P + P_a) \text{div} \mathbf{V} = 0. \quad (11)$$

Используем хорошо зарекомендовавшую себя конечно-разностную схему НИУ «ТИИИМСХ» [14, 16, 17] для решения уравнений, подобных уравнению (11). Уравнение (11) эволюционно относительно гидродинамического давления. Может показаться, что проблема в отсутствии эволюционного уравнения для определения давления решена. Однако это не так. Проверим и выясним, какая новая проблема появилась, и попробуем ее решить.

Общее число Куранта для многомерных задач, как показывают эксперименты, определяется как сумма чисел Куранта, вычисленных отдельно по каждой из координат. Поэтому действенным методом увеличения шага по времени для расчетов можно считать метод покоординатного расщепления [4, 5, 9, 10] и др. Данный метод разработан и использовался величайшими гидродинамиками для возможности экономичного решения конечно-разностных уравнений, полученных неявными схемами, методом прогонки [4, 5, 9, 12]. Здесь будет использоваться этот метод как средство, увеличивающее шаг по времени, при котором еще возможно получение устойчивого решения. В расчете будут использоваться только явные схемы НИУ «ТИИИМСХ» [14, 16, 17].

Результаты и обсуждение. Выбор конечно-разностного шаблона (схемы) для расчета гидродинамического давления.

Тестовая задача. В прямоугольную область (36 узлов на 60 узлов, шаг - один метр) втекает поток воздушной среды (выше средней линии), а с противоположной стороны такой же поток покидает область расчета (ниже средней линии). То есть, поток должен как бы смещаться в области расчета сверху вниз.

На рис.1 представлено распределение скоростей.



Рис. 1. Эпюры продольных скоростей на 36 поперечниках в прямоугольной области расчета при применении в расчете эволюционного уравнения для давления (11)

Численный метод устойчив, транспортивен, консервативен, инвариантен, но результат расчета неадекватен и не соответствует ни в какой степени реальности и тому, что мы ожидаем увидеть. Фактически можно наблюдать просто диффузию составляющих вектора скорости и, без какого-либо проявления взаимодействия, вытекающего и втекающего потоков сплошной среды. Гидродинамическое давление фактически не участвует в расчете и не оказывает влияния на формирование течений внутри области расчета. Действительно, уравнение (11) – это уравнение переноса консервативной субстанции. Поэтому, если, к примеру, в зоне притока гидродинамическое давление будет равно нулю, то оно и на выходе из области расчета должно остаться равным нулю. Вероятно, именно поэтому уравнение (11) нигде и никогда не применялось.

Но ситуация изменится, если в первом и втором слагаемом уравнения (2) заменить величину плотности на давление, используя второе уравнение из системы (4), а третье слагаемое оставить без изменения. Результатом будет уравнение (12) или (13):

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad}P + \frac{C_p}{C_v} R_s T \varrho \text{div} \mathbf{V} = 0, \quad (12)$$

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad}P + K_p \text{div} \mathbf{V} = 0, \quad (13)$$

где K_p – модуль объемной упругости, показывающий насколько и как сильно реагирует среда повышением давления на попытку механически уменьшить ее относительный объем, Н/м².

Тестовая задача. В прямоугольную область (36 узлов на 60 узлов) втекает некоторый поток среды, а с противоположной стороны вертикально вниз поток с таким же объемом покидает область расчета. Все постоянные характеристики среды заданы характеристиками сухого воздуха. Подразумевается, что толщина области расчета один метр. Но это не принципиально и только упрощает оценочные расчеты. В области расчета находятся непроницаемые для потока хаотично разбросанные препятствия. Для расчета давления расходимость потока определяли центральными разностями. Воздействие градиента давления на скорости движения воздуха также определяли центральными разностями. Результат расчета отображен на рис.2. Стрелки, указывающие движение потока, иногда выглядят странно. Особенно в правом верхнем углу рис.2. На рис.3 приводится нарушение закона сохранения в расчетах при использовании в расчете аппроксимации гидродинамического давления центральными конечными разностями.

На рис.4 показаны продольные и поперечные скорости на 15 и 30 поперечниках в области расчета. Ситуация на других поперечниках схожая. Хорошо видно и нарушение баланса массы на левой части рис.4 и сильные осцилляции на левой и правой части рис.4.

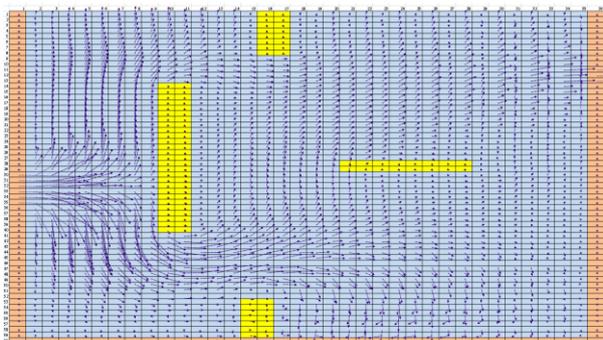


Рис. 2. Решение тестовой задачи о воздушном потоке, огибающем непроницаемые препятствия

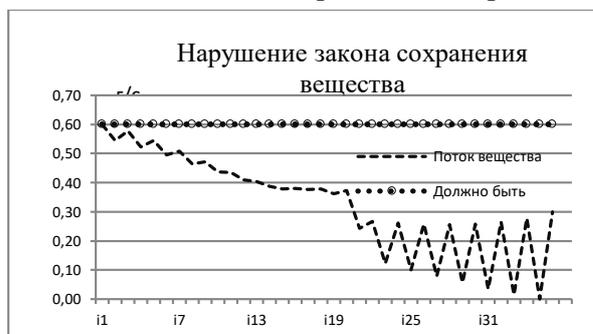


Рис. 3. Нарушение закона сохранения в расчетах при использовании в расчете аппроксимации гидродинамического давления центральными конечными разностями

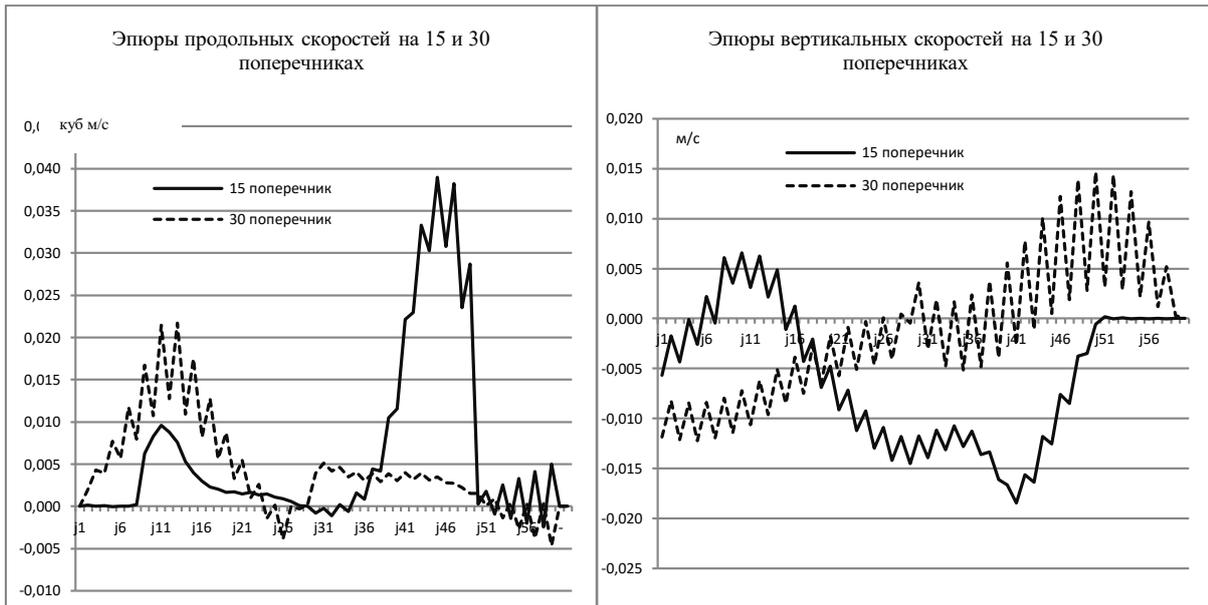


Рис. 4. Осцилляции в скоростях при решении тестовой задачи об обтекании воздушным потоком непроницаемых препятствий при аппроксимации градиента гидродинамического давления центральными конечными разностями

Ясно, что центральные конечно-разностные схемы неприемлемы для практических расчетов. Даже если удастся снизить осцилляции, добавляя искусственную вязкость в расчетную схему, полезность полученных результатов всегда будет спорна. Но что будет, если попробовать провести расчет на сдвинутых сетках? Рассмотрим вначале двумерный случай. В трехмерном случае по аналогии можно вычислять давление внутри параллелепипеда (рис. 5).

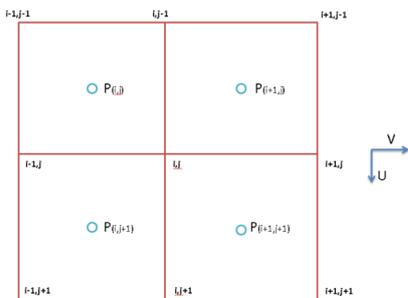


Рис. 5. Участок сеточной функции вокруг точки (i, j) для визуализации построения конечно-разностной схемы на сдвинутых сетках

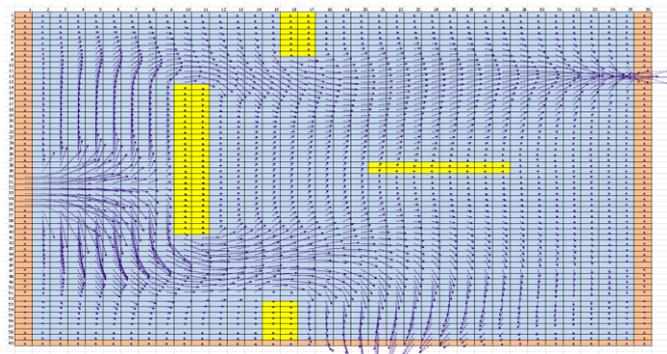


Рис. 6. Движение потока сжимаемого воздуха в области с непроницаемыми препятствиями

Гидродинамическое давление предлагается рассчитывать в центрах ячеек сеточной функции. Сеточная функция определена для расчета составляющих скорости $V_{(i,j)}$ и $U_{(i,j)}$. В каждом узле сеточной функции рассчитываются составляющие вектора скорости движения воздуха. В центре каждой ячейки сеточной функции рассчитывается гидродинамическое давление. Для расчета гидродинамического давления в точке его определения i, j (своя индексация) зададим следующий конечно-разностный аналог расчета расходимости воздушного потока (14). Конструкция должна быть инвариантна без каких-либо особенностей для какого-либо направления координатных осей.

$$\text{div}V \rightarrow \left[\left(\frac{V_{i,j-1} - V_{i-1,j-1}}{\Delta x} + \frac{V_{i,j} - V_{i-1,j}}{\Delta x} \right) + \left(\frac{U_{i-1,j} - U_{i-1,j-1}}{\Delta y} + \frac{U_{i,j} - U_{i,j-1}}{\Delta y} \right) \right] / 2 \quad (14)$$

В векторном уравнении движения имеется уравнение для расчета составляющей скорости V (ось X) и уравнение для расчета составляющей скорости U (ось Y). В уравнениях располагаются соответствующие компоненты $\partial P/\partial x$ и $\partial P/\partial y$ градиента давления $\text{grad}P$.

Предлагается следующая инвариантная форма записи градиента давления для каждого из компонентов в двумерном пространстве:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{для компоненты } V_{i,j} \quad \frac{\partial P}{\partial x} \rightarrow \frac{\left(\frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{\Delta x} + \frac{P_{i+1,j+1} - P_{i,j+1}}{\Delta x} \right)}{2}, \\ \text{для компоненты } U_{i,j} \quad \frac{\partial P}{\partial y} \rightarrow \frac{\left(\frac{P_{i,j+1} - P_{i,j}}{\Delta y} + \frac{P_{i+1,j+1} - P_{i+1,j}}{\Delta y} \right)}{2}. \end{array} \right. \quad (15)$$

Применим данную схему в алгоритме расчета движения сжимаемого воздуха. Из рис.6 видно, как воздушный поток огибает препятствия, формируя вполне адекватную физическую картину движения воздушных масс.

Проверим баланс массы потока воздуха и посмотрим на эпюры продольных скоростей. В левой части рис.7 отображен расход массы газа через каждый из 36 поперечников. На уровне 18 поперечника наблюдаем падение продольного расхода массы воздуха. Это связано с оттоком воздуха через боковую грань. Ровно половина потока воздуха уходит через боковую грань области расчета, как это и было установлено в граничных условиях в тестовой задаче. Регистрируем точное исполнение закона сохранения массы воздуха. В правой части рис.7 показаны эпюры продольных скоростей на десятом, двадцатом и тридцатом поперечниках. Эпюры “спокойные” и не содержат видимых осцилляций.

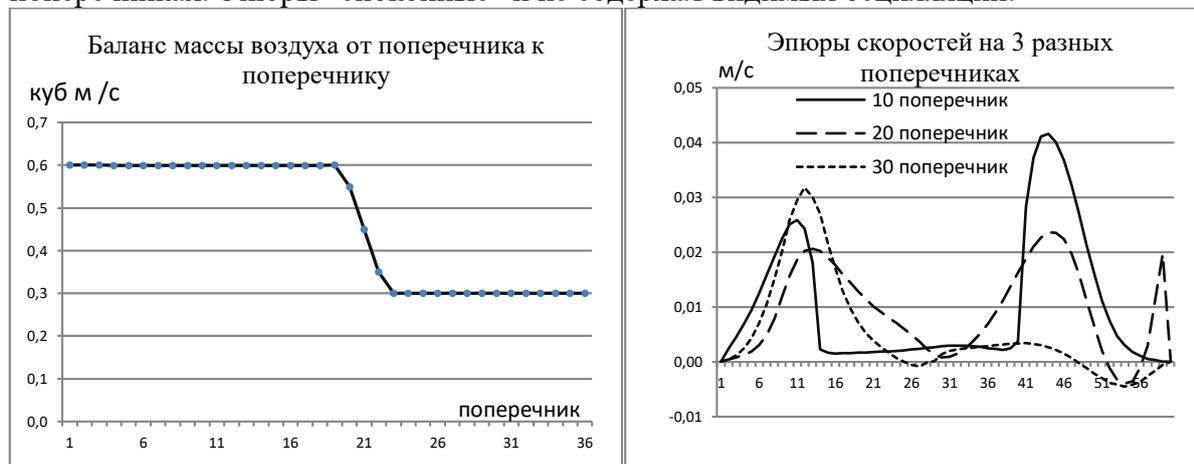


Рис. 7. Баланс массы воздушного потока, движущегося в области расчета с хаотично расположенными непроницаемыми препятствиями, и эпюры продольных скоростей на трех поперечниках в области расчета

Рассмотрим теперь поведение уравнения (13) и уравнения (1) при решении тестовой задачи, в которой область расчета располагается вертикально. В этом случае появляется дополнительное слагаемое, связанное с силой гравитации в уравнении для определения вертикальной составляющей скорости U .

Можно в этом случае реализовать два пути решения гидродинамической задачи.

Можно решать первое уравнение системы (1) в том виде, как оно записано. И главная сложность расчета будет заключаться в начальном задании не только гидродинамического, но и гидростатического давления. Не получится просто задать равным нулю гидростатическое давление, так как оно находится в равновесии с силами гравитации. Задание нулевого гидростатического давления равносильно началу расчета гидродинамической задачи с падения и удара о подстилающую поверхность всего воздушного объема, заполняющего область расчета. Это породит ударные волны и высокие скорости движения воздушных масс

от зоны удара по всей области расчета. Потребуется много итераций, чтобы ударные волны исчезли вследствие диссипации механической энергии движения, и чтобы вся воздушная масса успокоилась после такого удара.

Нужно будет провести предварительный расчет гидростатического давления, уравновешивающего силу гравитации. Затем полученный результат в качестве начального распределения гидростатического давления внести в задачу о движении воздушного потока в вертикальной плоскости.

Рассматривалась следующая *тестовая задача*. В прямоугольной области находится некоторая масса воздуха. Плотность воздуха всюду одинакова. В некоторый момент времени в центральной части области появляется воздух с пониженной плотностью. Ожидается всплытие воздушной массы в данной области. Сначала произведем расчет, в котором покоящаяся масса воздуха будет прижата ко дну области расчета, формируя увеличивающееся гидростатическое давление и уравновешивающее гравитационное притяжение. После этого начнем расчет тестовой задачи, описанной выше.

На рис.8 видим образование всплытия в центральной области расчета и формирование двух круговых вихрей с компенсационными течениями.

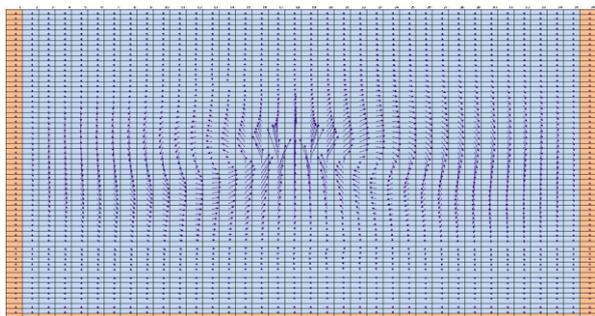


Рис. 8. Образование всплытия области воздуха с пониженной плотностью в центре расчетной области и двух круговых вихрей с компенсационными течениями

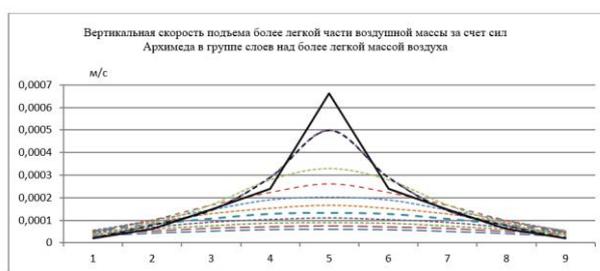


Рис. 9. Симметричная картина вертикальной составляющей движения воздушной массы вокруг всплывающей зоны воздушной массы внутри области расчета

На рис.9 представлена схема течений, которая соответствует ожиданиям и знаниям о рассчитываемом явлении. Инвариантность схемы расчета следует из полной симметричности решения относительно участка всплытия воздушной массы. На других слоях и для другой составляющей, на поперечниках также наблюдаем полную симметрию. То есть, примененная схема инвариантна и в ней нет каких-либо особенностей или преимуществ по какой-либо координатной оси.

Произведем тождественные математические преобразования, которые помогут избавиться в уравнении движения от слагаемого - источника "g", связанного с гравитацией и необходимого поиска спокойных начальных условий для воздушной массы. Для этого предположим, что на некоторой высоте существует некоторая поверхность $Z_p(x,y)$ с одинаковой плотностью воздуха и одинаковым атмосферным давлением P_a .

Для простоты восприятия выделим из уравнений движения

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \nabla \mathbf{V} = \mathbf{f} - \frac{1}{\rho} \text{grad}(P + P_a) + \nu \Delta \mathbf{V} - \Phi \mathbf{V} \quad (16)$$

только два слагаемых

$$\mathbf{f} - \frac{1}{\rho} \text{grad}(P + P_a), \quad (17)$$

с которыми предполагаем работать. Или более развернуто

$$\mathbf{f} - \frac{1}{\rho} \text{grad}(P + P_s + P_a), \quad (18)$$

где P_a – атмосферное давление принимается постоянной величиной $\{P_a \approx 101325 \text{ Па}\}$ P_s – гидростатическое давление на вертикальной координате z , определяется формулой:

$$P_s = g \int_z^{Zp(x,y)} \rho dz. \quad (19)$$

Определим градиент от выражения (19), так как именно градиент от гидростатического давления входит в уравнение сохранения импульса (16) в виде отдельного слагаемого. Используя формулу Лейбница о дифференцировании определенного интеграла, запишем систему трех составляющих градиента “ $P+P_s+P_a$ ” по горизонтальным осям – OX, OY и вертикальной оси OZ:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial P_s}{\partial x} = g \rho \left|_{z_p} \frac{\partial Zp}{\partial x} - g \rho \right|_z \frac{\partial Z}{\partial x} + g \int_z^{z_p} \frac{\partial \rho}{\partial x} dz, \\ \frac{\partial P_s}{\partial y} = g \rho \left|_{z_p} \frac{\partial Zp}{\partial y} - g \rho \right|_z \frac{\partial Z}{\partial y} + g \int_z^{z_p} \frac{\partial \rho}{\partial y} dz, \\ \frac{\partial P_s}{\partial z} = -g \rho. \end{array} \right. \quad (20)$$

Напомним, что $Zp(x,y)$ является только функцией горизонтальных координат x и y . Координата z является независимой координатой. И поэтому можем записать (20) упрощенно в виде системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial P_s}{\partial x} = g \rho \left|_{z_p} \frac{\partial Zp}{\partial x} + g \int_z^{z_p} \frac{\partial \rho}{\partial x} dz, \\ \frac{\partial P_s}{\partial y} = g \rho \left|_{z_p} \frac{\partial Zp}{\partial y} + g \int_z^{z_p} \frac{\partial \rho}{\partial y} dz, \\ \frac{\partial P_s}{\partial z} = -g \rho. \end{array} \right. \quad (21)$$

Три составляющих векторного выражения (21), содержащего и гидродинамическое давление P и выраженное через иные переменные гидростатическое давление, примут вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\left(-\frac{\partial P}{\partial x} - g \rho \left|_{z_p} \frac{\partial Zp}{\partial x} - g \int_z^{z_p} \frac{\partial \rho}{\partial x} dz \right. \right)}{\rho}, \\ \frac{\left(-\frac{\partial P}{\partial y} - g \rho \left|_{z_p} \frac{\partial Zp}{\partial y} - g \int_z^{z_p} \frac{\partial \rho}{\partial y} dz \right. \right)}{\rho}, \\ \frac{\left(-\frac{\partial P}{\partial z} - g + g \right)}{\rho}. \end{array} \right. \quad (22)$$

“Источниковый” компонент “ g ” исчезает в результате сокращения. Полная система уравнений движения без слагаемого “ g ” примет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l}
\frac{\partial V_x}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \nabla V_x = - \frac{\left(\frac{\partial P}{\partial x} + g \rho \left|_{z_p} \frac{\partial Z_p}{\partial x} - g \int_z^{z_p} \frac{\partial \rho}{\partial x} dz \right. \right)}{\rho} + \nu \Delta V_x - \Phi V_x, \\
\frac{\partial V_y}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \nabla V_y = - \frac{\left(\frac{\partial P}{\partial y} - g \rho \left|_{z_p} \frac{\partial Z_p}{\partial y} + g \int_z^{z_p} \frac{\partial \rho}{\partial y} dz \right. \right)}{\rho} + \nu \Delta V_y - \Phi V_y, \\
\frac{\partial V_z}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \nabla V_z = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \Delta V_z - \Phi V_z, \\
\frac{\partial P}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad} P + R_s T \rho \text{div} \mathbf{V} + R_s T \bar{I}_e = 0, \\
c \rho \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad} T \right) = \lambda \text{div} \text{grad} T - P \text{div} \mathbf{V} - L \bar{I}_e, \\
\rho = \frac{(P + P_a)}{R_s T}.
\end{array} \right. \quad (23)$$

Здесь, как и ранее $c_0=1005$ Дж/кг·К – удельная теплоемкость воздушной смеси при постоянном давлении; $\lambda=0.0257$ Дж/с·К·м – коэффициент молекулярной теплопроводности воздуха; $\rho=1.29$ кг/м³ – плотность воздуха; \bar{I}_e – поступление водяного пара от возможного испарения с поверхности водяных капель; $L=2.257 \cdot 10^6$ Дж/кг – теплота образования пара из воды.

В системе уравнений (23) отсутствует слагаемое - источник “g”. Решение будет проще. Повторим решение тестовой задачи о всплытии легкого воздуха, но с применением только первых четырех уравнений системы (23). Препятствий движению в задаче нет: $\Phi=0$ Гц. Водяных капель нет: $\bar{I}_e=0$.

На рис.10 наблюдаем скорости подобные скоростям движения воздуха.

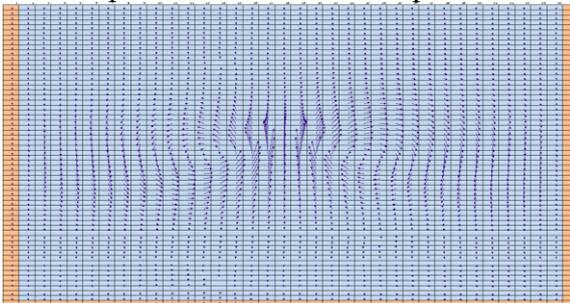


Рис. 10. Образование всплытия области воздуха с пониженной плотностью в центре расчетной области и двух круговых вихрей с компенсационными течениями

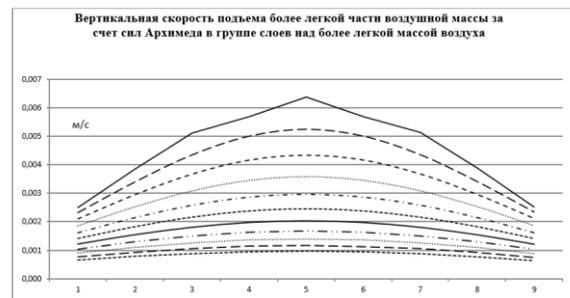


Рис. 11. Симметричная картина вертикальной составляющей движения воздушной массы вокруг всплывающей зоны воздушной массы внутри области расчета

Эпюры скоростей в зоне всплытия легких воздушных масс похожи, но можно заметить более сглаженное распределение скоростей подъема во втором расчете. Достаточно сравнить рисунки 9 и 11. Без сомнения это связано с тем, что в первом случае, и с учетом “источникового” слагаемого – “g” производится расчет вертикальной скорости всплытия и как следствие возникают компенсационные течения, а во втором случае, всплытие есть результат компенсационного течения за счет схождения к зоне легкого воздуха более тяжелого воздуха слева и справа.

Усложненная тестовая задача: В прямоугольной области находится газ с характеристиками сухого воздуха при нормальном давлении с температурой 31 С°. С левого края

область непроницаема для воздушной массы. Снизу области расчета находится непроницаемое дно. Область расчета: 36 узлов по горизонтали и 60 узлов по вертикали. Расстояние между узлами принято равным одному метру. С правого края области расчета со скоростью 0.5 м/с поступает водяная мелкодисперсная пыль.

Уравнение сохранения и переноса мелкодисперсных капель воды приняли в виде:

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad}W + W \text{div} \mathbf{V} = -I_e, \{ \text{кг/м}^3 \text{с} \}, \quad (24)$$

где \bar{I}_e с некоторым приближением принимаем пропорциональным величине W – содержанию мелкодисперсных капель воды в воздухе.

Приведем вид явной конечно-разностной схемы НИУ «ТИИИМСХ» [14], [16], [17], обеспечивающей консерватизм и устойчивость в решении всех слагаемых во всех уравнениях, ответственных за перенос вещества, температуры или импульса в пространстве на примере применения схемы к уравнению (24) и двумерной области. Все легко адаптируется под любую консервативную переменную и под трехмерное пространство. Легко определяется величина консервативной характеристики на будущем временном слое:

$$\begin{aligned} & \frac{W_{i,j}^{t+1} - W_{i,j}^t}{\Delta t} + \max(Vx_{i,j}^t, 0) \frac{W_{i,j}^t - W_{i-1,j}^t}{\Delta x} + W_{i,j}^t \frac{\max(Vx_{i+1,j}^t, 0) - \max(Vx_{i,j}^t, 0)}{\Delta x} + \\ & \min(Vx_{i,j}^t, 0) \frac{W_{i+1,j}^t - W_{i,j}^t}{\Delta x} + W_{i,j}^t \frac{\min(Vx_{i,j}^t, 0) - \min(Vx_{i-1,j}^t, 0)}{\Delta x} + \\ & + \max(Vy_{i,j}^t, 0) \frac{W_{i,j}^t - W_{i,j-1}^t}{\Delta y} + W_{i,j}^t \frac{\max(Vy_{i,j+1}^t, 0) - \max(Vy_{i,j}^t, 0)}{\Delta y} + \\ & + \min(Vy_{i,j}^t, 0) \frac{W_{i,j+1}^t - W_{i,j}^t}{\Delta y} + W_{i,j}^t \frac{\min(Vy_{i,j}^t, 0) - \min(Vy_{i,j-1}^t, 0)}{\Delta y} = -I_{e,i,j}. \end{aligned} \quad (25)$$

Капли воды выбраны столь малыми, что их скоростью падения в воздухе пренебрегаем. Скорость капель в горизонтальном направлении совпадает со скоростью движения воздуха. Это ограничение не принципиально. Упрощение позволяет оценить адекватность или неадекватность полученного результата.

Из рис.12 видно формирование придонного потока более холодного и тяжелого воздуха внизу области расчета. Сверху наблюдается слабое противоположно направленное течение воздуха. Прослеживается формирование кругового движения в центральной части.

На рис.13 представлена группа эпюр продольной скорости для четырех разных поперечников.

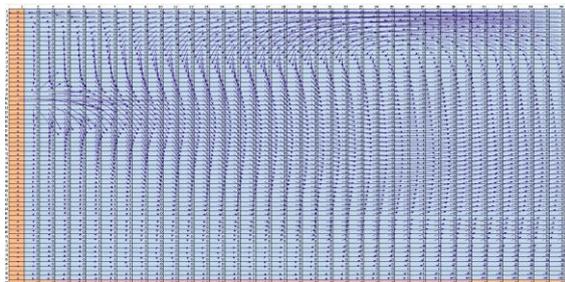


Рис. 12. Схема движения воздушного потока вследствие поступления в прямоугольную область расчета испаряющейся водяной пыли. Концентрация водяной пыли, поступающей в область расчета, равна 1 г/м³



Рис. 13. Трансформация эпюр скорости при движении потока от поперечника к поперечнику

Заметна трансформация эпюр скорости при движении потока. Скорости становятся выше у дна области расчета и поток опускается вниз из-за того, что воздух стал холоднее и

увеличил свою плотность. Из неприятного можно отметить слабую осцилляцию в зоне поступления водяной пыли в область расчета. Ее можно почти уничтожить, уменьшив шаг по времени. Однако это не было сделано, так как осцилляции уже на следующем поперечнике почти незаметны и поток воздуха становится спокойным.

На рис. 14 отображено строгое исполнение закона сохранения вещества в зоне приближенного расчета.

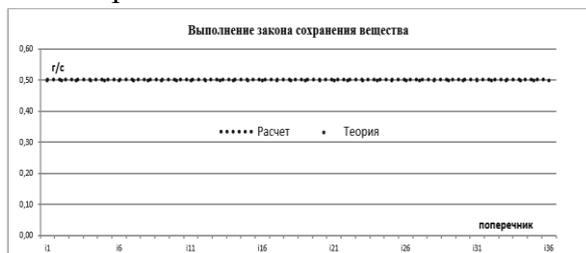


Рис. 14. Исполнение закона сохранения вещества в зоне приближенного расчета

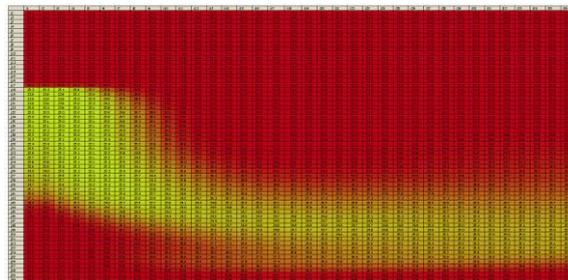


Рис. 15. Распределение температуры в прямоугольной области расчета при поступлении водяной дисперсной пыли с левого края области расчета

Рисунок 14 показывает, насколько точно приближенное решение следует законам сохранения. Во многом такое точное исполнение законов сохранения достигнуто благодаря использованию схемы НИУ «ТИИИМСХ» [14], [16], [17] для расчета переноса консервативных характеристик. На рис. 15 показано распределение температуры воздуха в прямоугольной области расчета. Понижение температуры обеспечено поглощением теплоты процессом перехода микрокапель воды в парообразное состояние. Все полностью соответствует наблюдаемым на практике процессам.

Опишем эвристический подход, который может быть полезен при поиске приближенного стационарного решения слабосжимаемой жидкости – то есть жидкости, которая реагирует значительным ростом давления на попытку уменьшить ее объем. Модуль объемной упругости K_p для такой жидкости можно вычислить по формуле (26). Тогда ударные волны, вызванные неточностями округления при приближенном решении, будут иметь скорости, сопоставимые со скоростями движения среды, и не потребуются значительного уменьшения шага по времени и увеличения схемной вязкости в расчетах. Этот подход позволит значительно повысить информативность решений и экономичность расчетов:

$$K_p = \left(\frac{\Delta x}{\Delta t} \right)^2 \rho. \quad (26)$$

Ряд численных экспериментов показал действенность и полезность эвристического подхода (26) к вычислению K_p . Однако правомерность использования формулы (26) требует проведения дополнительных численных экспериментов над тестовыми задачами и сравнения результатов с замерами характеристик в реальных процессах.

Заключение. Самым всеобъемлющим алгоритмом решения полной системы уравнений Навье-Стокса для сжимаемой жидкости является метод WENO [18 – 20]. Но WENO, к примеру, не предусматривает расчет перемещения тепла конвекционным путем, и температура рассчитывается отдельно из уравнения состояния как часть полной энергии потока. Это сильно ограничивает применимость метода WENO к решению задач о конвективном тепловом переносе. До сих пор не ясно, всегда ли система Навье-Стокса имеет решение? А если это решение существует, то единственное ли оно? Существует гипотеза-мнение Эймса [15], что до определенных чисел Рейнольдса, имеется единственное решение уравнений Навье-Стокса. В некотором большем диапазоне чисел Рейнольдса имеется три решения. А в случаях больших определенных чисел Рейнольдса, существует множество решений уравнений Навье-Стокса. Теперь появляется возможность проверить эту гипотезу.

В данной статье приведен алгоритм решения полной системы уравнений Навье-Стокса для газа или жидкости с переменной плотностью в конечных разностях. Алгоритм легко может быть расширен на трехмерное пространство. Могут быть добавлены компоненты в двигающуюся среду, температурный перенос и дополнительная фаза, осуществляющая совместное движение с основной фазой. Возможен учет фазового перехода. Расчеты показали консервативность, транспортность, инвариантность, устойчивость и полную адекватность ожиданиям свойств решения.

Показано, что расщепление по координатам полезно не только для создания экономичных алгоритмов для неявных схем, но полезно и для уменьшения схемной вязкости в явных схемах. Приведена эвристическая формула-гипотеза о коэффициенте сжимаемости, которая позволяет избежать появления ударных волн в расчетах, обеспеченных вычислительными погрешностями. Приводятся подробные тождественные математические преобразования уравнений, позволяющие избавиться от “источникового” слагаемого – ускорения свободного падения – “g”.

Благодарность. Авторы статьи выражают благодарность Агентству инновационного развития и НИУ «ТИИИМСХ», оказавшим содействие и финансовую поддержку в выполнении данных исследований в рамках фундаментального проекта ФЗ-20200930448 “Разработка теоретических основ и расчетных механизмов для создания климатически комфортных зон в отдельных территориях”.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Андерсон Д., Таннехил Дж., Плетчер Р.* Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2-х томах. Москва: Мир, 1990, 726с.
- [2] *Белов П.Н., Борисенков Е.П., Панин Б.Д.* Численные методы прогноза погоды. Ленинград: Гидрометеиздат, 1989, 376 с.
- [3] *Бэтчелор Дж., Моффат Г.* Современная гидродинамика. Успехи и проблемы. Journal of fluid mechanics. Special issue celebrating the 25th anniversary of the journal and containing editorial reflection on the development of fluid mechanics. Перевод с англ. В. М. Ентова, Г. Ю. Степанова. Москва: Мир, 1984, 504 с.
- [4] *Годунов С. К., Рябенский В.С.* Разностные схемы. Москва: Наука, 1977, 440 с.
- [5] *Годунов С.К., Рябенский В.С.* Введение в теорию разностных схем. Москва: Физматгиз, 1962, 500 с.
- [6] *Демьшев С. Г., Коротаев Г.К.* Численный эксперимент по расчету экваториальной циркуляции на основе консервативной модели // Морской гидрофизический журнал. 1989, № 4, стр.13-23.
- [7] *Кочин Н. Е., Кибель И. А., Розе Н. В.* Теоретическая гидромеханика. М., Физматгиз, 1963, 728с.
- [8] *Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М.* Теоретическая физика. Гидродинамика. VI том, 3-изд., исправ. Гл.ред.физ. мат. лит. Москва Наука, 1986, 636с.
- [9] *Марчук Г. И.* Математические модели циркуляции в океане. Новосибирск. – Наука, 1980, 288 с.
- [10] *Марчук Г. И., Курбаткин Г.П.* Численный прогноз погоды Земля и Вселенная. Новосибирск: Наука, 1978, стр. 37–43.
- [11] *Марчук Г.И., Курбаткин Г.П., Паненко В.В., Дымников В.П., Гутман Л.Н., Марченко А.С., Контарев Г.Р., Кочергин В.П.* Численное моделирование атмосферных и океанических процессов. Фундаментальные исследования: (Физико-математические и технические науки): сборник статей. Новосибирск. – Наука, 1977, стр.47-52.
- [12] *Нигматуллин Р.И.* Основы механики гетерогенных сред. Москва: Наука, 1978, 336 с.
- [13] *Роуч П.* Вычислительная гидромеханика. Москва: Мир, 1980, 616 с.
- [14] *Салохиддинов А.Т., Савицкий А. Г., Аширова О. А.* Исследования консервативной конечно-разностной схемы для уравнений переноса // Журнал Иригация и мелиорация. 2022, №1 (27), стр.13-17.
- [15] *Ames F.W.* Nonlinear partial differential equations in engineering. New-York: Academic Press, 1965, 480p.
- [16] *Salokhiddinov A., Savitsky A., McKinney D., Ashirova O.A.* An improved finite-difference scheme for the conservation equations of matter // E3S Web of Conferences, 2023, Vol. 386, P. 06002.
- [17] *Salokhiddinov A., Savitsky A., Radkevich M., Ashirova O.* Possibilities of solving two-dimensional hydrodynamic problems on the basis of the non-divergent form of recording the transport and conservation equations // E3S Web Conf. 2023, Vol. 434, P. 01001.
- [18] *Guang-Shan J., Chi-Wang Sh.* Efficient implementation of weighted ENO schemes // Journal of Computational Physics, 1996, Vol. 126, Issue 1, pp. 202-228
- [19] *Rathan S., Raju G.N.* Improved weighted ENO scheme based on parameters involved in nonlinear weights // Appl. Math. Comput. 2018, Vol. 331, pp. 120–129.
- [20] *Shu C-W.* High Order WENO and DG Methods for Time-Dependent Convection-Dominated PDEs // SEMA SIMAI Springer Series, Springer, 2020, 410p

Дата поступления
20.05.2025

Saloxiddinov A.T., Savitskiy A.G., Radkevich M.V., Ashirova O.A., Xakimova P.A., Abdumajidov E. Navye–Stoks to‘liq tenglamalari tizimini yechish algoritmi.

Annotatsiya. Maqolada Navye–Stoksnig to‘liq tenglamalarini yechish algoritmi yoritilgan. Test masalalari orqali siqiluvchan gaz va kam siqiluvchan suyuqlikning harakati ko‘rib chiqilgan. Aniq sxemalarda sxemali yopishqoqlik ta‘sirini kamaytirish maqsadida koordinata bo‘ylab bo‘linish usulidan foydalanilgan. Hisoblash algoritmini ishlab chiqish jarayonida paydo bo‘lgan va hal qilingan muammolar yoritilgan va tavsiflangan. Harakatlanuvchi oqimning o‘tib bo‘lmas to‘siqlar bilan o‘zaro ta‘sirini ifodalash bo‘yicha evristik yondashuv taklif etilgan. Hisoblash texnikasida bajariladigan hisoblari natijalarini yaxlitlashda yuzaga keladigan zarba to‘lqinlarini so‘ndirish uchun hajmiy elastiklik modulini aniqlashga doir evristik yondashuv keltirilgan. Navye–Stoks tenglamalarida gravitatsion hadlardan qutulish usuli namoyish etilgan.

Kalit so‘zlar: chekli ayirmalar, hisoblash algoritmi, gidrodinamikani ng to‘liq tenglamalari.

Salokhiddinov A.T., Savitsky A.G., Radkevich M.V., Ashirova O.A., Khakimova P.A., Abdumazhidov E. The algorithm for solving the complete system of Navier-Stokes equations.

Abstract. This paper describes an algorithm for solving the complete Navier-Stokes equations. The test cases involve the flow of compressible gases and weakly compressible fluids. To reduce the impact of scheme viscosity in explicit schemes, the authors employed a coordinate-by-coordinate splitting method. The problems that arose and were addressed during the development of the calculation algorithm are presented and described. A heuristic approach to the interaction between a moving stream and impenetrable obstacles is presented. To suppress shock waves that occur when rounding results in computing calculations, a heuristic approach to determining the modulus of volumetric elasticity is presented. A technique for eliminating the gravitational term from the complete Navier-Stokes equations is demonstrated.

Keywords: finite differences, calculation algorithm, complete equations of hydrodynamics.

УДК 627.621.3:556.535.2

О ПРОЦЕССЕ ПЕРЕФОРМИРОВАНИЯ РУСЕЛ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПРИБРЕЖНЫХ ТЕРРИТОРИЙ ДЕЛЬТЫ РЕКИ АМУДАРЬИ

Байманов К.И., Байманов Р.К., Шаниязов Г.Т., Мадияров А.А.

Каракалпакский государственный университет имени Бердаха, г. Нукус, Республика Каракалпакстан, Узбекистан

Аннотация. В данной статье представлена методика оценки экологических воздействий крупных гидротехнических и гидроэнергетических объектов на природную среду. Изложена методика гидравлического расчета и результаты проведенного исследования. Эта методика позволяет выявить наиболее существенные экологические воздействия и установить приоритетные природоохранные мероприятия с целью более детальной их разработки на последующих стадиях проектирования. Актуальность данной работы заключается в определении характеристик жидкого стока р. Амударьи в районе Тахиаташского гидроузла. Также в работе рассматриваются характеристики стока за многоводные и маловодные годы. Изучены процессы нестационарных русловых деформаций на существующих каналах, исследованы кинематические структуры потока и морфология водотоков в периоды формирования русла.

Ключевые слова: Природные водные ресурсы, экологическая устойчивость, заиливание и занесение верхнего бьефа гидроузлов, деформация русел рек и каналов.

Введение. Водные ресурсы – одна из важнейших составляющих природных ресурсов, требующих сохранения равновесия и устойчивости экосистемы. В настоящее время водные ресурсы рассматриваются как один из видов окружающей среды. Многие экологические бедствия, такие как гибель Арала и загрязнение рек и озер, а также политика водопотребления региона, на территории которого образуется сток, должны делиться пропорционально площади водосборных бассейнов. Как быть населению, расположенному в нижнем течении реки? По-видимому, человечество способно найти более разумный подход из создавшегося экологического кризиса.

Если принять новый экологический подход к воде и рассматривать природные воды как важнейшую жизнеобеспечивающую и ресурсно-воспроизводящую среду, то предпринимаемые ныне меры по экономии воды во всех отраслях народного хозяйства станут более понятными. Понятными будут природоохранные меры по предотвращению загрязнения водных источников и необходимость очистки водоохраных зон всех малых рек и водоемов [3].

В статье [1] В.С.Алтуниин представил методику оценки экологических воздействий крупных гидротехнических и гидроэнергетических объектов на природную среду. Изло-

жена новая концепция развития водохозяйственного строительства. Эта методика позволяет выявить наиболее существенные экологические воздействия и установить приоритетные природоохранные мероприятия.

Процессы переформирования речных русел, сложенных из размываемых грунтов, в условиях изменяющегося расхода воды совершаются непрерывно. Одна из первых попыток решения задачи руслоформирующего расхода воды принадлежит Н.И. Маккавееву.

При этом водные ресурсы - важнейшая составляющая природных ресурсов, требующая сохранения равновесия и устойчивости экосистемы. Нарушение водной среды (качества воды, изъятие речного стока, возведение гидротехнических сооружений) не должно носить необратимый характер, приводящий к катастрофическим последствиям, связанным с разрушением процесса естественного восстановления системы речного массива [2].

Современные экологические требования сводятся в основном к юридическим запретам и дорогостоящим, трудно выполнимым, техническим мероприятиям, которые реализуются в течение 15 – 20 лет [8, 9].

В настоящее время как гидротехника, так и гидромелиорация подвергаются серьезной критике за нежелательные последствия (затопление и подтопление территорий при создании водохранилищ, засоление земель на массивах орошения и ухудшение качества коллекторно-дренажных вод). Этот этап водохозяйственного строительства был необходим на предыдущей стадии развития народного хозяйства и его можно подвергать критике, но задача восстановления и сохранения речных массивов и внутренних водоемов с экологической точки зрения остается насущной.

Концепция развития водохозяйственного строительства включает гидротехническое и гидромелиоративное строительство. Экология как наука о сохранении устойчивости экосистем рассматривается с позиций рационального использования водных ресурсов (природопользования).

Для развития концепции водохозяйственного строительства на современном этапе надо установить экологические критерии по научному обоснованию необходимости и направленности нового строительства, подразумевая под гидротехническим строительством – плотины, здания ГЭС, водосбросные и водозаборные сооружения, и т.п., а под гидромелиоративным строительством – насосные станции, деривационные каналы, оросительные системы и все сооружения на них.

Методы. Методы исследования включают: обобщение и анализ результатов исследования экологической устойчивости окружающей среды; развитие идей по гидравлическим и гидроморфологическим методам, предложенным д.т.н., профессорами В.С. Алтуниным и А.В.Мишуевым [1, 6, 7, 10]. При решении этих задач использованы общепринятые методы по проведению исследований, методы механики жидкости, а также математические и статистические методы по обоснованию расчетов устойчивости ГТС.

Результаты. До настоящего времени водохозяйственное строительство объектов гидроэнергетического назначения отличалось масштабами сооружений. Экологические критерии, которые требуются для дальнейшего развития ГТС должны быть основаны на гидравлических критериях; исследовано четыре критерия:

Первый критерий – социально–экологический, который, как правило, противоречит сохранению устойчивости экосистемы в естественном состоянии в связи с развитием различных отраслей народного хозяйства. Второй критерий устойчивости экосистемы определяется развитием водохозяйственного строительства и связан с воздействием на мелиоративное состояние на территории водосбросного бассейна реки. Третий критерий водохозяйственного строительства требует соблюдения определенной технологии строительства и сельскохозяйственной обработки, не нарушающей структуру плодородного слоя почвы.

Четвертый критерий основан на теореме краевого эффекта и требует сохранения областей раздела рельефа местности, являющихся источником многообразия растительного и

животного мира. Гидравлика, как техническая часть механики жидкости далеко продвинулась в своем развитии. Ее можно связать с проблемой охраны водных ресурсов, которая включает в себя семь гидравлических задач: создание водохранилищ, облицованных каналов большой протяженности, водоучет и плата за воду, динамика русловых потоков, русловой процесс и др. Ниже приводятся наиболее характерные гидравлические задачи.

В связи с демографической ситуацией территории, решить экологическую проблему в республиках Средней Азии и Казахстане при ограниченных природных ресурсах не представляется возможным без территориального перераспределения водных ресурсов. Основанием против этой идеи послужили те негативные последствия, которые возникли на староорошаемых землях при устаревших способах и технике полива, отсутствие дренажных систем, и как следствие засоление, заболачивание и эрозия земель.

Первая гидравлическая задача в будущем связана с решением проблемы восстановления качества воды в водохранилищах. Вторая гидравлическая задача – создание облицованных каналов большой протяженностью с повышенной транспортирующей способностью для подачи илистых частиц на поля для повышения плодородия почв и получения гарантированных урожаев сельскохозяйственной продукции. Четвертая гидравлическая задача – водоучет и плата за воду. Необходимо оборудовать и установить в головной части каналов, гидротурбин, насосов гидрометрические приборы. Пятая гидравлическая задача – восстановление и сохранение малых рек и создание необходимого гидравлического режима, который требуется для строительства малых гидравлических электростанций.

Седьмая гидравлическая задача возникает на стыке двух наук – динамики русловых потоков (турбулентность, взаимодействие потока и русла, русловой процесс) и инженерной гидравлики (расчет регуляционно-выправительных сооружений, прорезей, скоростей и уклонов).

Достижения гидравлической науки широко применяются в гидротехнике и гидромелиорации (теории фильтрации, гидравлического прыжка, волнового движения, устойчивости русел рек, каналов и гидротехнических сооружений и др.). На современном этапе и в будущем необходимы новые достижения в гидравлике, связанные с восстановлением водных экосистем. Одним из основных путей этого процесса является раскрытие закономерностей, происходящих в придонной области речного потока. Решение проблемы турбулентности речного потока связано с установлением границы толщины придонного слоя, на который можно разделить взвешенные и придонные наносы во взвешенном потоке.

На основании данных лабораторных экспериментов и натурных исследований на реках и каналах получены зависимости и выявлены закономерности, позволяющие определить развитие стадий гидравлических сопротивлений русел водотоков. В результате установлены размеры придонных морфологических образований и песчаных волн, описывающие движение гряд.

Обсуждение. Сформулированы основные факторы, влияющие на устойчивость русла: водность потоков и колебание уровней воды; гидротехнические сооружения, стесняющие поток; физико-механические свойства грунтов, слагающих русло; геологические условия; количество наносов, поступающих при водозаборе; зарастаемость канала; расположение русла в плане; эрозия дамб и берегов канала; уровень грунтовых вод, степень фильтрации и др. [4, 5, 11, 12].

В.С. Алтуниным раскрыты кинематические закономерности потока в размываемых руслах, касающиеся распределения продольных скоростей на вертикали, они достаточно хорошо подчиняются степенной формуле распределения:

$$U / U_{\Pi} = (Z / h)^x, \quad (1)$$

где x – показатель степени; U – скорость потока; U_{Π} – поверхностная скорость течения; h – глубина потока.

По данным исследований показатель x изменяется в пределах $0 < x < 0.43$. В условиях пространственной задачи для различных вертикалей, x может изменяться в зависимости от формы русла и шероховатости стенок. Показатель x характеризует различные стадии деформации русла и четко реагирует на наличие взвеси в потоке. Проведенные исследования позволили В.С. Алтунину разработать кинематическую классификацию движения наносов. Рассмотрев процессы, происходящие в турбулентной придонной области размываемого русла, он установил границы этого пристенного слоя “ δ_d ”, совпадающие с максимумом продольной пульсации скорости. Таким образом, изучение кинематической структуры потока в придонной области позволили ввести в гидравлические расчеты толщину придонного слоя, как характеристику шероховатости и кинематический показатель x , как характеристику, определяющую стадию деформации русла (заиление, размыв, статическую или динамическую устойчивость).

Проанализировав многолетние материалы натуральных исследований, проведенных на земляных каналах (Каракумский, Аму-Бухарский, Ташсака, Шават, Кызкеткен, Суенли, Кызылкумский и др.), проф. К.И. Баймановым была выявлена основная причина неустойчивости земляных каналов – формирование крупных грядовых образований на мелкопесчаном дне, которые вызывают плановую неустойчивость, интенсивные русловые переформирования: местные уширение, меандрирование, движение осередков и побочной, образование островов и др. Проведенные исследования показали, что существует взаимосвязь морфометрических характеристик русла B , h_{cp} , I с кинематическими характеристиками потока x , N_δ [13].

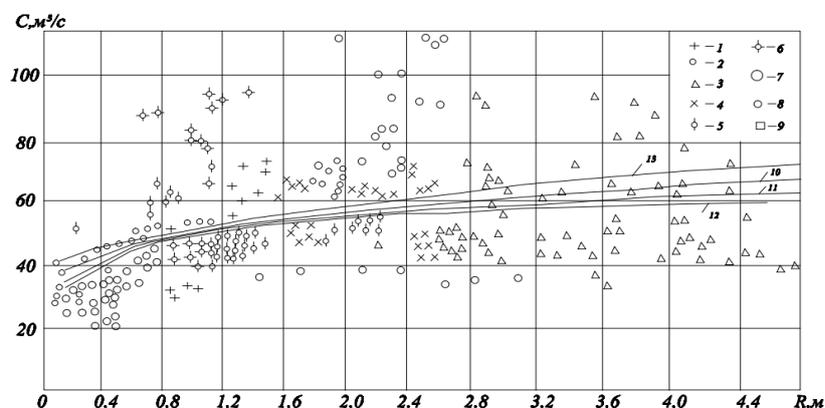


Рис. 1. Обобщение совокупных натуральных данных и сопоставление расчетных значений для коэффициента Шези: 1, 2, 3 – Кызкеткенская оросительная система (1932, 1952 – 1953, 1975 – 1986 гг.); 4 – Суенлинская оросительная система (1976 – 1982 гг.); 5, 6 – канал Южного Хорезма (1930 – 1952 гг.); 7 – канал реки Хуанхэ; 8 – опытный канал САНИИРИ (1952 г.); 9 – р.Амударья (1976 г.); кривые $C=f(R)$ по формулам Р.Маннинга, Н.Н.Павловского, И.И.Агроскина, С.Х.Абальянца

На рис.1, в системе прямолинейных координат приведены данные натуральных исследований (С.Х.Абальянца, О.М.Айвазяна, В.С.Алтунина, И.И.Горошкова, К.И.Байманова), проведенных в период с 1930 по 1985 гг. на каналах в низовьях Амударьи. В.С. Алтунин, для установления теоретической зависимости между шириной устойчивого в плане русла и средней глубиной, использовал гидроморфологические закономерности:

$$B = A_B \left[\frac{Q^{1+2x_p}}{(gl)^{0.5+x_p} \cdot d_{cp}^{2x_p}} \right]^{\frac{1}{2.5+x_p}} \quad (2)$$

$$h_{cp} = A_h \left[\frac{Q \cdot d_{cp}^{3x_p}}{(gl)^{0.5}} \right]^{\frac{1}{2.5+x_p}}, \quad (3)$$

где B – ширина потока; h_{cp} – средняя глубина потока; A_B и A_h – гидроморфологические характеристики соответственно ширины и средней глубины; Q – расход воды; d_{cp} – средняя крупность частиц; g – ускорение свободного падения; l – длина.

В Центральном научно-исследовательском институте комплексного использования водных ресурсов, Рогунович В.П. и Шипов Ф.Д. использовали следующую модификацию уравнения движения воды Рейнольдса для описания поперечной циркуляции в однородном по длине потоке:

$$\frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial}{\partial y} \Delta \psi - \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial}{\partial z} \Delta \psi = \nu \Delta^2 \psi + \frac{\partial^2}{\partial y \partial z} (\bar{u}'^2 - \bar{u}'_z^2) - \left(\frac{\partial^2}{\partial y^2} - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) (-\bar{u}'_y \bar{u}'_x), \quad (4)$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial \bar{u}'_x}{\partial y} - \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial \bar{u}'_x}{\partial z} = F + \nu \Delta \bar{u}'_x + \frac{\partial}{\partial y} (-\bar{u}'_y \bar{u}'_x) + \frac{\partial}{\partial z} (-\bar{u}'_z \bar{u}'_x), \quad (5)$$

где x, y, z – соответственно, продольная, поперечная и вертикальная координаты; ψ – функция тока в поперечном (циркуляционном) движении; \bar{u}'_x – продольная (по оси x) составляющая осреднённой по времени скорости; $\bar{u}'_x = f(y, z)$; u'_x, u'_y, u'_z – компоненты пульсации скорости (по осям x, y, z); F – удельная массовая (объемная) сила; ν – кинематический коэффициент вязкости.

Для определения входящих в уравнения (4) и (5) напряжений Рейнольдса авторы использовали модель турбулентности первого порядка, конкретизирующую известную модель Моница А.С. и Яглома А.М. для трапецеидального канала.

По идее В.С. Алтунина, основной методикой гидравлического расчета при проектировании земляного канала, является подбор таких оптимальных его размеров (ширина и глубина наполнения), при которых не будет необратимых деформаций русла, приводящих к общей потере устойчивости канала в плане и уменьшению его пропускной способности.

При расчете канала, сложенного из несвязного грунта, для определения неразрывающей скорости потока, в странах СНГ широко применяется метод допустимых скоростей, а в зарубежной практике применяется метод расчета по влекущей силе (Чоу, 1969 г.). В.С. Алтунин, подробно рассматривая все существующие методы гидравлического расчета не облицованных каналов (Х.Ш. Шапиро, Г.А. Алиева, Ю.А. Ибадзаде и Р.И. Самедова, Е.К. Рабковой, К.В. Гришанина, И.Ф. Карасева и др.), после сравнения результатов расчетов по этим методам, предложил свой метод (СоюзГипроВодХоз), см. Табл. 32 на стр. 211 [7].

Экспериментальному изучению гидравлических сопротивлений в открытых каналах с повышенной шероховатостью русла было посвящено большое число работ как в нашей стране, так и за рубежом. Однако противоречивость результатов не позволяет установить не только количественные закономерности изменения коэффициента гидравлического сопротивления от основных параметров, но и качественные связи. Некоторые исследователи считают, что на потерю напора в каналах с искусственной шероховатостью существенно влияют числа Фруда (О.М. Айвазян и А.Д. Альтшуль), что не подтверждают другие ученые (Боровков В.С., Майрановский Ф.Г.). Некоторые полагают, что в каналах с искусственной шероховатостью в зависимости от условий течения можно выделить несколько характерных режимов течения, обладающих своими закономерностями изменения коэффициента гидравлического сопротивления [21].

В результате экспериментальных исследований, проведенных с целью уточнения взаимного гидродинамического влияния элементов шероховатости, установлено, что причинами противоречивости результатов исследований разных авторов являются различия в методиках проведения экспериментов и в анализе полученных данных.

На рис.2 показан анализ закономерности процесса формирования русла [13] в зависимости от параметра квазиоднородности турбулентного потока θ_B .

Работа [8] посвящена очень важному и сложному вопросу - современному состоянию оценки технической и экологической надежности гидротехнических объектов.

Действительно, современные технические и нормативные документы, регламентирующие проектные разработки, несмотря на богатый опыт водохозяйственного строительства как в СНГ, так и за рубежом, не позволяют количественно оценить риск различного рода отказов сооружений, оборудования и объектов, в целом. Поэтому при проектировании гидротехнических сооружений следует переходить на современные вероятностные методы теории надежности [19, 18, 26, 27, 28].

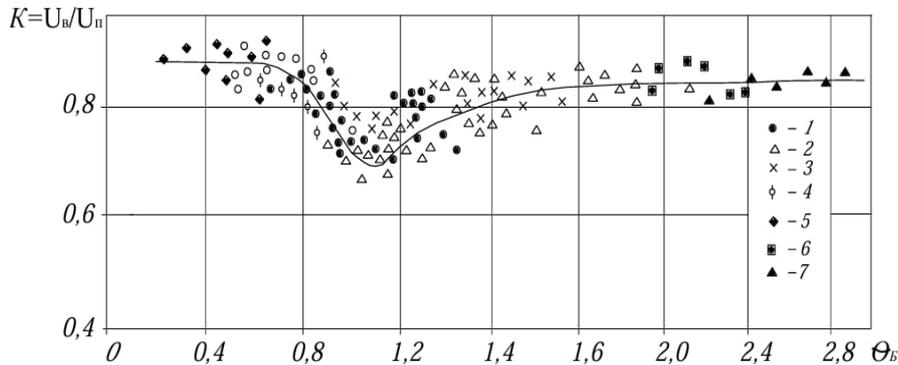


Рис. 2. Зависимость коэффициента K от параметра квазиоднородности турбулентного потока Θ_B : 1 – Кызкеткенская оросительная система (1952 г.); 2 – канал Кызкеткен (1975 – 1978 гг.); 3 – канал Суенли; 4 – канал Куваньшджарма; 5 – канал Кегейли; 6 – канал Рисовый; 7 – канал Шават.

Авторы данной статьи считают, что разработанные методы оценки проектной надежности некоторых сооружений можно использовать в проектной практике гидротехнического строительства. При этом использование вероятностных методов позволит оценить технический и экологический риск реализации принимаемых проектных решений и подсказать пути их улучшения.

На рис.3 показан анализ данных исследования, проведенного К.И. Баймановым, в зависимости от гидравлических условий режима работы каналов и систем по сечению русел системы Кызкеткен [13, 14, 22, 23, 24].

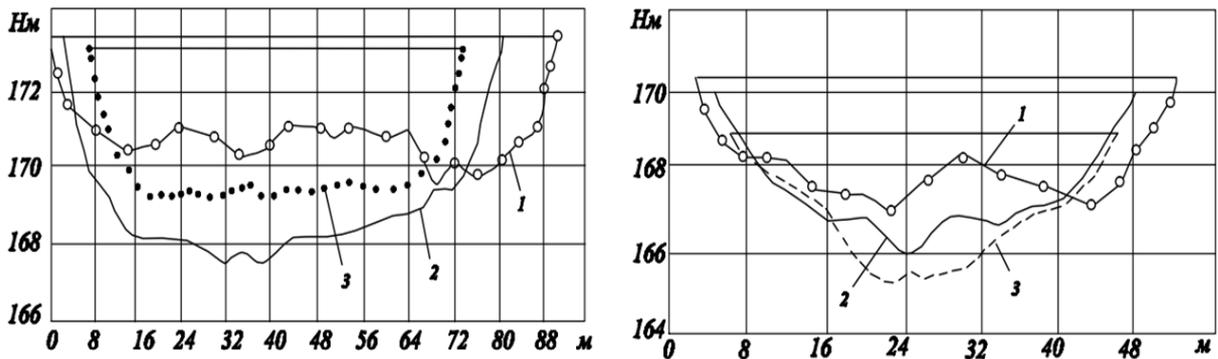


Рис. 3. Совмещенные поперечные профили каналов Кызкеткен, ПК 160 (а) и Кегейли, ПК 33 (б): 1 – 1999 г.; 2 – 1977 г.; 3 – 1970 г.

Помимо этого, во ВНИИГ разработаны методы математического моделирования гидравлических и гидродинамических процессов в водохранилищах и начаты разработки системного подхода для оценки технической и экологической надежности и безопасности гидротехнических комплексов, а также намечены разработки по созданию экспертно-диагностических систем (мониторинга) для крупных гидроэнергетических узлов, что позволит в дальнейшем контролировать их техническое и экологическое состояние, накапливать статическую информацию и оценивать эксплуатационную надежность и безопасность [8]. На рис. 4. Показаны совмещенные поперечные профили канала Кызкеткен на характерных участках.

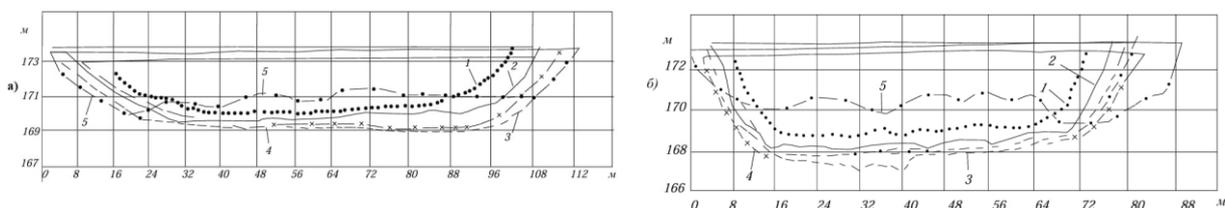


Рис. 4. Совмещенные поперечные профили канала Кызкеткен на характерных участках: а) на ПК135 ($\beta=30$); б) на ПК160 ($\beta=19$); 1 – 16.09.1970 г.; 2 – 15.07.1975 г.; 4 – 22.08.1985 г.; 5 – 26.07.1999 г.

Процессы переформирования речных русел, сложенных из размываемых грунтов, совершаются непрерывно в условиях изменяющегося расхода воды. В практическом отношении важно выделить те из них, которые определяют морфологический характер русла. Из первых попыток решения задачи о доминирующих расходах воды, наибольшее распространение получила методика расчета руслоформирующих расходов воды, предложенная Н.И. Маккавеевым. В ней в качестве критерия для выделения диапазона руслоформирующих расходов используется комплекс, эквивалентный объему стока наносов:

$$D = Q^n \cdot P \cdot I, \quad (6)$$

где Q – средний ежедневный расход воды в интервале; P – вероятность её поступления за многолетний период; n – показатель степени, уточняемый по данным наблюдений; I – уклон свободной поверхности, который соответствует данному интервалу расхода воды.

В зависимости от морфологии русла и особенностей водного режима, кривые (6) приобретают различные очертания: с одним максимумом – для беспойменных русел, многомодальные – при наличии пойм и сложных гидрографах стока. Показатель степени n колеблется для рек с песчаным ложем и галечно-валунным ложем в пределах от 2 до 3.

Предлагаемая форма критерия D (6) основана исключительно на гидрологических характеристиках; руслоформирующие расходы воды могут быть определены двумя способами: по характеристикам отдельно взятого половодья (паводка); по параметрам многолетнего гидрографа максимальных расходов воды и их повторяемости.

В статье [20] проф. Мишуев А.В. приводит актуальные задачи гидравлики каналов и результаты исследований возникновения и развития поперечной циркуляции в потоках, по описанию уравнений движения воды и методики решения с показанием компоненты циркуляционного движения в потоке (уравнения (1) и (2) в [20], стр.17).

Опыт эксплуатации многочисленных земляных каналов у нас и за рубежом показывает, что они часто подвергаются размыву несмотря на то, что при их проектировании принимались скорости потока, не превышающие размывающие скорости. Сопутствующие размыву деформации призматического русла и его переформирование на исследуемых участках приводят к его обмелению и расширению в плане, что снижает пропускную способность. Причины размыва тесно связаны с двумя явлениями: возникновением поперечной циркуляции в канале и появлением повышенных скоростей течения при распространении ветровых волн. На рис. 5. показана картина образования русловых форм в виде островков на меандрирующем русле канала Боз–яб.



Рис. 5. Картина образования русловых форм в виде островков на меандрирующем русле канала Боз–яб (на участке ПК 5 – ПК 10).



Рис. 6. Головной участок канала Боз–яб (с водозаборным сооружением и двумя берегами, заросшими растительностью)

На рис. 6. показан головной участок канала Боз-яб. На рис. 7. дана картина образования криволинейного русла и укрепления береговых откосов растительностью на участке ПК 110 – ПК 150.



Рис. 7. Картина образования криволинейного русла и укрепления береговых откосов растительностью на участке ПК 110 – ПК 150

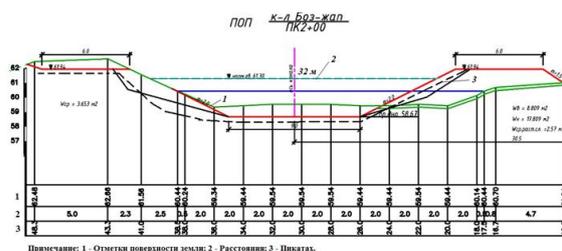


Рис.8. Фактическое сечение канала Боз-яб (Тахтакупырский район) в дамбах, возводимых гидравлическим способом. 1 – профиль сечения канала в 2022 г. 2 – типовое сечение канала. 3 – профиль сечения канала.

Выявлению причин возникновения поперечной циркуляции в потоках посвящены работы Буссинеска Ж., Жуковского Н.Е., Великанова М.А., Васильева О.Ф., Розовского И.Л., Никурадзе И., Эйнштейна Х., Ли Х. и др. Исследования для описания поперечной циркуляции в однородном по длине потоке проведены Рогуновичем В.П. и Шниковым В.Д.; они используют модификацию уравнения движения воды Рейнольдса [см. уравнения (1) и (2) в [20] на стр.17].

Для определения входящих в уравнения (1) и (2) напряжений Рейнольдса, эти авторы использовали модель турбулентности Монина А.С. и Яглома А.М. При этом анизотропность турбулентных напряжений рассчитывалась на основании гипотезы о воздействии на пульсирующие объемы жидкости подъемной силы Жуковского Н.Е., обусловленной градиентом осредненных скоростей.

Поскольку система (1) и (2) не замкнута, то для ее решения необходимо знать закономерность распределения продольных скоростей по сечению $\bar{U}_x = f(y, z)$, которые в свою очередь, зависят от поперечной циркуляции потока. Анализ полученных решений показывает, что основной вклад в развитие поперечной циркуляции в прямолинейном однородном по длине потоке вносят нормальные турбулентные напряжения, вернее их анизотропность, которая характеризуется членом уравнения (1) $(d^2 / dy \cdot dz)(\bar{U}'_y{}^2 - \bar{U}'_z{}^2) \neq 0$. На это обстоятельство впервые обратил внимание Эйнштейн Х. и Ли Х. По изложенной методике, Рогунович В.П. и Шнипов Ф.Д. провели расчеты. На схеме полусечения канала показаны эпюры поперечных \bar{U}_y и вертикальных \bar{U}_z скоростей и трех винтов поперечной циркуляции. Скорости \bar{U}_y и \bar{U}_z нормированы по динамической скорости \bar{U}_x . Два винта на откосе являются основными, а винт у оси симметрии канала – индуцированным. Анализ результатов натурных исследований необлицованных каналов показывает, что интенсивность циркуляций и геометрические параметры винтов существенным образом зависят от b/h_{cp} при определенном их состоянии [13].

На рис.8 показаны фактическое сечение канала Боз-яб (Тахтакупырский район) в дамбах, возводимых гидравлическим способом.

На головном участке построено регулирующие водозаборное сооружение. Состояние нормальное. Но из-за ежегодного поступления большого количества взвешенных и донных наносов, на этом участке происходило интенсивное заилиение и появились различные русловые формы в виде побочен на береговых зонах и осередков на середине канала до пикета 100, местами через 200 – 300 м в шахматном порядке (рис. 8). На рис. 9 приведен поперечник от ПК 00 до ПК 43 канала Боз-яб.

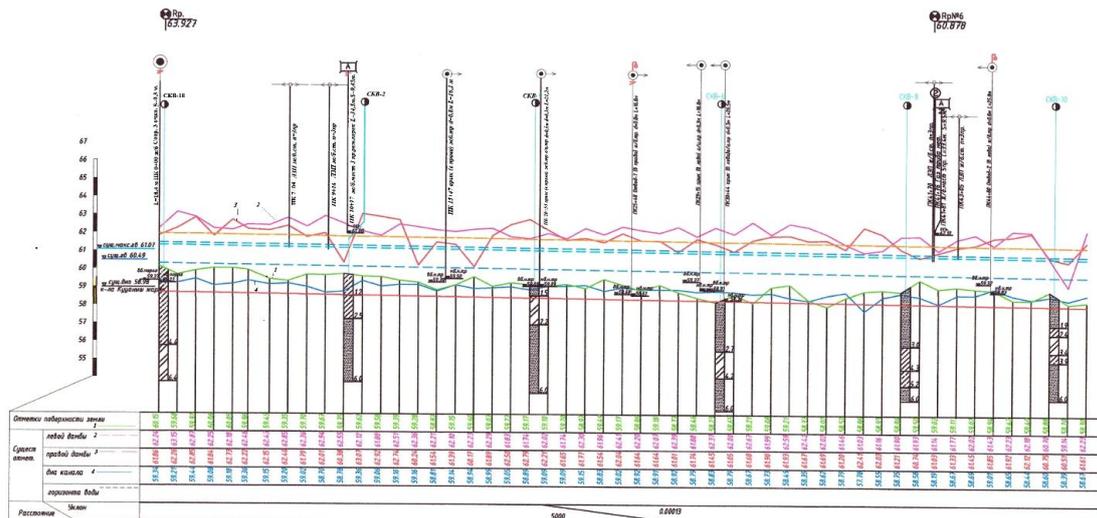


Рис. 9. Продольный профиль от ПК 00 до ПК 43 канала Боз–яб.
1-отметка поверхности земли; 2-левая дамба; 3-правая дамба; 4-дна канала.

Для пояснения некоторых особенностей процесса формирования гидравлических сопротивлений λ в стадии формирования рельефа, определим потери энергии потока, используя существующие представления о воздействии потока на подвижное песчаное дно [15]. На основании данных лабораторных экспериментов и натурных измерений на реках К.П. Месхелей получены зависимости, позволяющие определить гидравлическое сопротивление русел рек, покрытых песчаными волнами при грядовом рельефе дна.

В настоящее время в предгорных районах Республик Средней Азии большинство низконапорных водозаборных сооружений работают в режиме периодического занесения и промывки верхнего бьефа. Работа водозаборов по такой схеме изучена еще недостаточно. В связи с этим на основе проведенных многочисленных лабораторных и натурных исследований предлагается метод расчета занесения верхнего бьефа донными и взвешенными наносами [10, 12].

Заключение.

1. Проведенный обзор и анализ исследований показали, что существующие методы расчета устойчивости русел водотоков все еще требуют своего совершенствования при разработке гидравлических, турбулентных, наносных и морфометрических характеристик потока, а также определения критериев кинематического и динамического равновесия русла.

2. Преобладающим видом русловых переформирований в условиях Каракалпакии является заиление и занесение русел рек. Эти переформирования, повышая отметку дна и сужая русла, затрудняют пропуск водоподачи, вынуждая ежегодно после вегетационного периода проводить периодические гидравлические промывки.

3. На современном этапе научно–технического прогресса решающее значение в развитии производительных сил страны имеет территориальное перераспределение водных ресурсов, расположенных в СНГ, возможности использования которых весьма ограничены. Реки Амударья и Сырдарья в Средней Азии и южном Казахстане не могут полностью удовлетворить потребности орошаемого земледелия в воде.

4. Анализ данных экспериментальных и натурных наблюдений на прямолинейных песчаных участках больших земляных каналов свидетельствуют о том, что при изменении относительной скорости потока и формы русла соответственно происходят изменения коэффициентов Шези и Дарси, а также кинематического показателя $\chi = (I_{\Gamma} - I) / I$.

5. Для проектирования и строительства больших каналов с большим расходом воды требуется изучение процессов нестационарных русловых деформаций на существующих каналах, причем особое внимание следует уделять исследованию кинематической структуры потока и морфологии водотоков в периоды формирования русла.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Алтунин В.С. Экология и гидравлика будущего // Журнал Гидротехнические строительство. Москва. 1990, №3, стр. 1 – 5.
- [2] Хрисанов Н.И., Керро Н.И., Кольник Г.А. Комплексная экспертная оценка экологических последствий строительства гидроэнергетических объектов // Журнал Гидротехнические строительство. Москва. 1990, №3, стр. 5 – 9.
- [3] Антонников А.Ф., Ульяенкова А.А. К вопросу определения располагаемых водных ресурсов рек СССР // Журнал Гидротехнические строительство. Москва. 1990, №8, стр. 38 – 39.
- [4] Бухарцев В.Н. О надежности обеспечения устойчивости грунтовых массивов // Журнал Гидротехнические строительство. Москва. 1990, №1, стр. 41 – 43.
- [5] Резниковский А.Ш. О методике составления водохозяйственных балансов // Журнал Гидротехнические строительство. Москва. 1990, №6, стр. 38 – 40.
- [6] Алтунин В.С., Алиев Т.А. Халлыкличев Б.Р. Гидравлические расчеты устойчивого русла канала в легкоразмываемых грунтах // Журнал Гидротехнические строительство. Москва. 1980, №8, стр. 22 – 26.
- [7] Алтунин В.С. Мелиоративные каналы в земляных руслах. Москва. Колос, 1979, 255 с.
- [8] Василевский А.Г., Солнышков В.А., Шульман С.Г. Современное состояние оценки технической и экологической надежности гидротехнических объектов // Журнал Гидротехнические строительство. Москва. 1990, №3, стр. 49 – 50.
- [9] Духовный В.А., Соколов В.И. Водохозяйственные проблемы стран бассейна Аральского моря: девять лет сотрудничества и перспективы // Журнал Мелиорация и водное хозяйство. Москва. 2002, №1, стр. 34 – 36.
- [10] Великанов М.А. Русловой процесс основы теории. М. ФизматГиз, 1958, 296 с.
- [11] Худайберганов Ю.Х. Бассейновое водохозяйственное объединения «Амударья» по межгосударственному распределению воды // Журнал Мелиорация и водное хозяйство. Москва. 2002, №1, стр. 37 – 42.
- [12] Курбанбаев Е., Артыков О., Курбанбаев С. Интегрированное управление водными ресурсами в дельте реки Амударьи. Ташкент. САНИИРИ, 2010, 145 с.
- [13] Байманов К.И. Потоки в деформируемых открытых руслах. Нукус, Каракалпакстан, 2008. с. 352.
- [14] Байманов К.И., Байманов Р.К., Мадияров А.А. Натурные исследования и расчет транспорта наносов в открытых потоках // Журнал Вестник Каракалпакского отделения АН РУз – Нукус. 2024, №2, стр. 17 – 23.
- [15] Боровков В.С. Русловые процессы и динамика речных потоков на урбанизированных территориях – Л., Гидрометеоздат, 1989, 286 с.
- [16] Гришанин К.В. Устойчивость русел рек и каналов – Л., Гидрометеоздат, 1974, 144 с.
- [17] Караушев А.В. Теория и методы расчета наносов – Л., Гидрометеоздат, 1977, 272 с.
- [18] Мухамедов А.М. Эксплуатация низконапорных гидроузлов на реках, транспортирующих наносы. Ташкент. Изд-во ФАН, 1976, 216 с.
- [19] Лапшенков В.С. Прогнозирование русловых деформаций в бьефах речных гидроузлов Л., Гидрометеоздат 1979, 240 с.
- [20] Мишуев А.В. Некоторые актуальные задачи гидравлики каналов // Журнал Гидротехнические строительство – М. 1985, №7, стр. 17 – 21.
- [21] Шаниро Х.Ш. Заиление русловых водохранилищ // Сб. научно тех. совещании ВАСХН / Под ред. академика Н.Н. Пославского – М. «Колос». 1970, стр. 155 – 179.
- [22] Baymanov K., Baimanov R., Toreev A. The study of the criterion of the marginal and dynamic equilibrium of the riverbed // E3S Web of Conferences. 2024, Vol. 510, P. 03020.
- [23] Baymanov K.I., Baimanov R.K. Investigation and Calculation of Channel Deformations in the Lower Reaches of Low-Head Hydraulic Structures of Lowland Rivers // Power Technology and Engineering. 2024, Vol 57, No. 5, pp. 680–689.
- [24] Baymanov K.I., Baimanov R.K. A study of the dynamics of the flow and the round process in urbanized areas of plain rivers // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2023, Vol. 1212, No. 1, P. 012006.
- [25] Baymanov K., Nazarbekov K., Baimanov R., Tazhibayev S. Hydraulic calculation of irrigation settling tanks of Amu Darya irrigation systems // E3S Web of Conferences. 2021, Vol. 264, P. 03027.
- [26] Байманов К.И., Байманов Р.К. Исследование метода расчёта процессов заиления и занесения подпертых бьефов низконапорных гидроузлов равнинных рек // Журнал Гидротехнические строительство – М. 2024, №8, стр. 39 – 49.
- [27] Байманов К.И., Байманов Р.К. Исследование и расчёт русловых деформаций в нижних бьефах низконапорных гидроузлов равнинных рек // Журнал Гидротехнические строительство. М. 2023, №7, стр. 39 – 49.
- [28] Байманов К.И., Байманов Р.К. Изучение переформирования бьефов низконапорных гидроузлов в низовьях равнинных рек // Журнал Мелиорация и водное хозяйство. М. 2022, №1, стр. 3 – 10.

Дата поступления
14.05.2025

Baymanov K.I., Baymanov R.K., Shaniyazov G.T., Madiyarov A.A. Amudaryo deltasining qirg'oqbo'yi hududlarida o'zamlarni o'zgartirish jarayonini va ekologik barqarorlikni hisoblash uslubiyoti

Annotatsiya. Ushbu maqolada yirik gidrotexnika va gidroenergetika obyektlarining tabiiy muhitga ekologik ta'sirini baholash metodologiyasi keltirilgan. Shlangi hisoblash metodologiyasi va tadqiqot natijalari ko'rsatilgan. Ushbu uslub sizga eng muhim ekologik ta'sirlarni aniqlashga va ularni loyihalashning keyingi bosqichlarida batafsilroq ishlab chiqish uchun ustuvor ekologik tadbirlarni belgilashga imkon beradi. Taxiatash gidrouzeli hududida Amudaryo daryosining suyuq oqimi xususiyatlarini aniqlash bo'yicha ushbu ishning dolzarbligi, shuningdek, ishda ko'p suvli va kam suvli yillar xususiyatlarini qayd etilgan. Mavjud kanallarda statsionar bo'lmagan kanal deformatsiyasi jarayonlarini o'rganish, kanal shakllanishi davrida oqimning kinematik tuzilishini va suv oqimlari morfologiyasini o'rganish.

Kalit so'zlar: Tabiiy suv resurslari, gidrouzellarning yuqori b'efining ekologik barqaror siljishi va eroziyasi, daryo va kanallarning deformatsiyasi.

Baymanov K.I., Baymanov R.K., Shaniyazov G.T., Madiyarov A.A. Methodology for calculating the process of streambed change and ecological stability in the coastal areas of the Amu Darya Delta

Abstract. This article presents a methodology to assess the ecological impacts of large hydraulic engineering and hydropower facilities on the environment. The hydraulic calculation methodology and the results of the study are presented. This methodology allows identifying the most significant environmental impacts and establishing priority environmental measures for their more detailed development at subsequent design stages. The relevance of this work lies in determining the characteristics of water runoff of the Amu Darya River in the area of the Takhiatash hydroelectric complex. The work also considers the characteristics of the runoff in high-water and low-water years. The processes of non-stationary channel deformations on existing channels are studied, the kinematic structures of the flow and the morphology of watercourses during the periods of channel formation are investigated.

Keywords: *Natural water resources, environmental sustainability, siltation and sedimentation of the upper pool of hydroelectric complexes, deformation of riverbeds and channels.*

УДК 532

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХЭЛЕМЕНТНОГО ПРОФИЛЯ КРЫЛА NLR-7301

Н.А. Носирова

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

Аннотация. В данном исследовании выполнено численное моделирование обтекания двухэлементного аэродинамического профиля NLR-7301 при числе Рейнольдса $Re=2.51 \times 10^6$ и угле отклонения закрылка 20° использованием пакета *Comsol Multiphysics*. Цель работы состоит в сравнительном анализе турбулентных моделей *Spalart–Allmaras (SA)* и *Shear Stress Transport (SST)* при описании аэродинамических характеристик профиля и их сопоставлении с экспериментальными данными NLR. В расчетах применялись граничные условия: скорость на входе $U_\infty=30$ м/с, давление на выходе $p=0$ Па, условие *no-slip* на поверхности профиля. Полученные поля скорости, давления и коэффициента C_p показали, что модель SA обеспечивает лучшее совпадение с экспериментом по распределению давления вдоль хорды профиля по сравнению с моделью SST. Результаты исследования подтверждают достоверность применения пакета *Comsol Multiphysics* для моделирования высокоподъемных аэродинамических профилей и могут быть использованы при оптимизации геометрии крыла и закрылков в инженерных приложениях.

Ключевые слова: *уравнения Навье–Стокса, модель SST, модель SA, Comsol Multiphysics.*

Введение. В современном инжиниринге и научных исследованиях аэродинамика играет фундаментальную роль, влияя на различные аспекты технических систем, начиная от разработки авиационных аппаратов и заканчивая проектированием транспортных средств и энергетических установок. В этой статье изучение обтекания аэродинамических профилей становится ключевым компонентом для достижения оптимальных технических характеристик и улучшения производительности различных систем. Одним из широко известных аэродинамических профилей является двухэлементный профиль NLR-7301, который применяется в различных областях инженерии и техники, включая авиацию, ветроэнергетику и многие другие. Важность этого профиля обусловлена его оптимальными аэродинамическими характеристиками, которые могут быть дальше улучшены с помощью инженерных методов и аналитических инструментов [1–9].

Целью данного исследования является проведение численного анализа обтекания двухэлементного аэродинамического профиля NLR-7301 с использованием вычислительных методов и инструментов вычислительной гидродинамики (CFD). Применение CFD позволяет моделировать и анализировать течение жидкости и газа вокруг аэродинамического профиля с высокой точностью и эффективностью, что обеспечивает более глубокое понимание его аэродинамических свойств. Для достижения этой цели в работе использован программный пакет *Comsol Multiphysics*, обеспечивающий возможность построения неструктурированных сеток и решения уравнений Навье–Стокса осреднённых по Рейнольдсу. В ходе исследования проведено численное моделирование с использованием моделей турбулентности SST (*Shear Stress Transport*) и SA (*Spalart–Allmaras*) для оценки их применимости к описанию обтекания двухэлементного профиля.

Научная новизна исследования заключается в сравнительном анализе моделей турбулентности SA и SST, реализованных в среде *Comsol Multiphysics*, при больших числах Рей-

нольдса ($Re=2.51 \times 10^6$), а также в выявлении различий в распределении давления и скоростей на поверхностях профиля по сравнению с экспериментальными данными NLR. Установлено, что модель Spalart–Allmaras обеспечивает более точное совпадение с экспериментальными результатами, особенно в передней и задней частях хорды профиля. Полученные результаты подтверждают корректность выбранного численного подхода и демонстрируют возможности Comsol Multiphysics в моделировании аэродинамических систем с высоким подъемным коэффициентом. Результаты исследования могут быть использованы при оптимизации геометрии крыла и закрылков в авиационных и энергетических установках.

Физическая и математическая постановка задачи. Двухэлементный профиль NLR-7301 представляет собой типовую взлетную схему с отклонением закрылков на 20 градусов. Модель прошла испытания в низкоскоростной аэродинамической трубе NLR Amsterdam размером 3×2 м и в низкоскоростной аэродинамической трубе NLR Northeast Polder размером 3×2.5 м. Перекрытие основного крыла и закрылка составляет 5.3% с, щелевой зазор – 1.3% с. Число Рейнольдса, основанное на чистой хорде профиля с, составляет 2.51 миллиона, а число Маха набегающего потока составляет 0.185. Сетка в данной статье создана на основе программы *Comsol Multiphysics*, которая показана на рис. 1. На рисунке 1а показан вид на неструктурированную вычислительную сетку издалека, а на рисунке 1б показан крупный план.

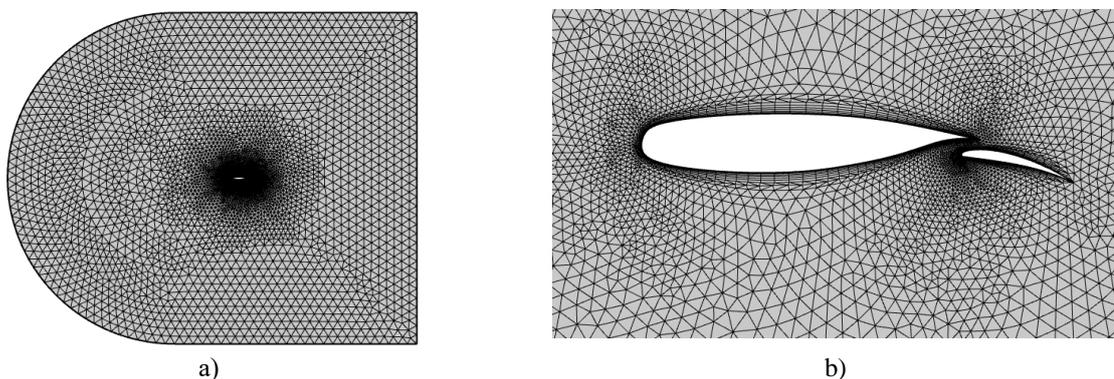


Рис. 1. Неструктурированная вычислительная сетка

Математическая модель. Для решения задачи анализа обтекания двухэлементного аэродинамического профиля NLR-7301 мы прибегли к использованию уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу. Эти уравнения являются основой математического описания движения несжимаемой жидкости и представляют собой систему дифференциальных уравнений, которые описывают изменение скорости и давления внутри жидкой среды в зависимости от времени и координат.

Уравнения Навье-Стокса в осреднённой форме учитывают турбулентные потоки и представляют собой следующую систему уравнений:

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 поля, \bar{p} - среднее давление, ν - кинематическая вязкость, τ_{ij} - компоненты тензора напряжений, ρ - плотность. Первое уравнение описывает

изменение скорости жидкости с течением времени под действием внешних сил, вязкости и давления.

Использование уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу, позволяет учесть турбулентные эффекты и их влияние на обтекание аэродинамического профиля NLR-7301. Эти уравнения решаются численными методами, такими как метод конечных элементов, с использованием специализированных программных пакетов, таких как *Comsol Multiphysics*, для получения детальных данных о характеристиках потока и его воздействии на профиль.

Модели турбулентности. Для более точного и реалистичного моделирования турбулентности в потоке вокруг аэродинамического профиля NLR-7301, мы воспользовались моделью турбулентности SA (Spalart-Allmaras) [14–16]. Модель SA является одной из самых распространенных и широко используемых моделей турбулентности в вычислительной гидродинамике (CFD). Модель SA основана на уравнении для турбулентной кинетической энергии диссипации ε , которая представляет собой меру интенсивности турбулентности. Это уравнение описывает как энергия турбулентности распространяется и диссипируется в потоке. Основными особенностями модели SA являются ее простота и вычислительная эффективность, что позволяет использовать ее в широком спектре задач с различными типами потоков.

Одним из преимуществ модели SA является ее способность учитывать различные физические процессы, такие как адвекция, диффузия и диссипация турбулентной энергии, что позволяет получать более точные результаты моделирования турбулентного потока. Это уравнение представляет собой транспортное уравнение для вязкости турбулентности $\nu_t = \tilde{\nu} f_{v1}$, где f_{v1} - функция, корректирующая турбулентную вязкость.

Уравнение турбулентной вязкости в модели SA выглядит следующим образом:

$$(\mathbf{U} \cdot \nabla) \tilde{\nu} = C_{b1} \tilde{S} \tilde{\nu} - C_{w1} f_w \left(\frac{\tilde{\nu}}{d} \right)^2 + \frac{1}{\sigma_v} \nabla \cdot [(v + \tilde{\nu}) \nabla \tilde{\nu}] + \frac{1}{\sigma_v} C_{b2} \nabla \tilde{\nu} \nabla \tilde{\nu}. \quad (3)$$

Модель SA хорошо подходит для моделирования различных типов турбулентных потоков, включая пристенные и отрывные потоки. Она показывает хорошее соответствие с экспериментальными данными и обладает относительной простотой в настройке и использовании, что делает её популярным выбором для инженерных расчетов.

Модель SST [17–18] комбинирует два уравнения: уравнение для кинетической энергии турбулентных колебаний k и уравнение для специфической диссипации ω . Эти уравнения учитывают как особенности турбулентности в ближнем поле относительно поверхности профиля (прилегающий к стенке поток), так и вдали от нее. Таким образом, модель SST позволяет учесть и адекватно описать различные области потока вокруг профиля, включая границы струй, разрывные слои и рециркуляционные зоны.

$$\begin{cases} (\mathbf{U} \cdot \nabla) k = \nabla \cdot [(v + \sigma_k \nu_t) \nabla k] + P - \beta^* \omega k, \\ (\mathbf{U} \cdot \nabla) \omega = \nabla \cdot [(v + \sigma_\omega \nu_t) \nabla \omega] + \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \omega^2 + 2(1 - F_1) \frac{\sigma_{\omega 2}}{\omega} \nabla \omega \nabla k. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь k – удельная турбулентная кинетическая энергия ($\text{m}^2 \text{s}^{-2}$), ω – удельная скорость турбулентной диссипации (s^{-1}). Остальные значения представлены в работах [17–18].

Преимущества модели SST включают ее способность учитывать влияние турбулентности на вязкость в приграничном слое потока, что особенно важно для аэродинамических профилей с высокими градиентами скорости. Кроме того, модель SST обеспечивает хорошее соответствие с экспериментальными данными и широко применяется в промышленности для различных приложений, включая аэродинамический дизайн и оптимизацию.

Метод решения. Для моделирования турбулентных потоков с использованием стандартных моделей турбулентности SA и SST в нашем исследовании мы воспользовались

стандартными решателями, предоставляемыми программным пакетом *Comsol Multiphysics*. *Comsol Multiphysics* предоставляет широкий спектр инструментов для численного моделирования различных физических процессов, включая аэродинамику и турбулентные потоки.

Результаты и их обсуждение. На рис. 2 изображены изолинии скорости потока и линии тока, иллюстрирующие поле скорости вокруг аэродинамического профиля NLR-7301. Изолинии представляют собой линии, соединяющие точки с одинаковым значением некоторой величины, например, скорости потока. Чем ближе изолинии друг к другу, тем более резкий перепад значений этой величины. Линии тока являются кривыми, которые пересекаются с направлением скорости жидкости в каждой точке, что позволяет визуализировать направление движения жидкости в потоке. На рис. 2 можно увидеть, как скорость жидкости изменяется вокруг аэродинамического профиля. Области с более интенсивной окраской на изолиниях указывают на области повышенной скорости, а области с менее насыщенными цветами обозначают области с более низкой скоростью. Линии тока показывают направление движения жидкости в каждой точке, отражая форму и распределение потока вокруг профиля.

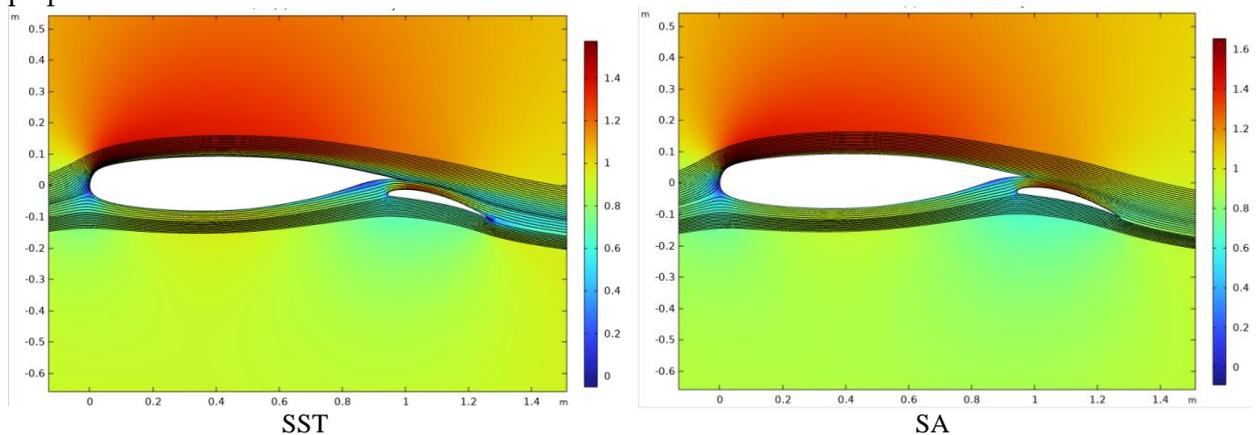


Рис. 2. Изолинии скорости потока и линии тока вокруг аэродинамического профиля NLR-7301

Эта визуализация позволяет лучше понять структуру и характер потока вокруг профиля, что может быть полезно для дальнейшего анализа его аэродинамических свойств и оптимизации дизайна.

На рис. 3 изображены изолинии поля давления вокруг аэродинамического профиля NLR-7301. Изолинии представляют собой кривые линии, соединяющие точки с одинаковым значением давления. На изображении можно заметить области с различными уровнями давления вокруг профиля. Области с более высоким давлением обычно обозначаются более светлыми цветами, тогда как области с более низким давлением имеют темные оттенки. Это позволяет визуализировать распределение давления вдоль поверхности профиля и в его окружении.

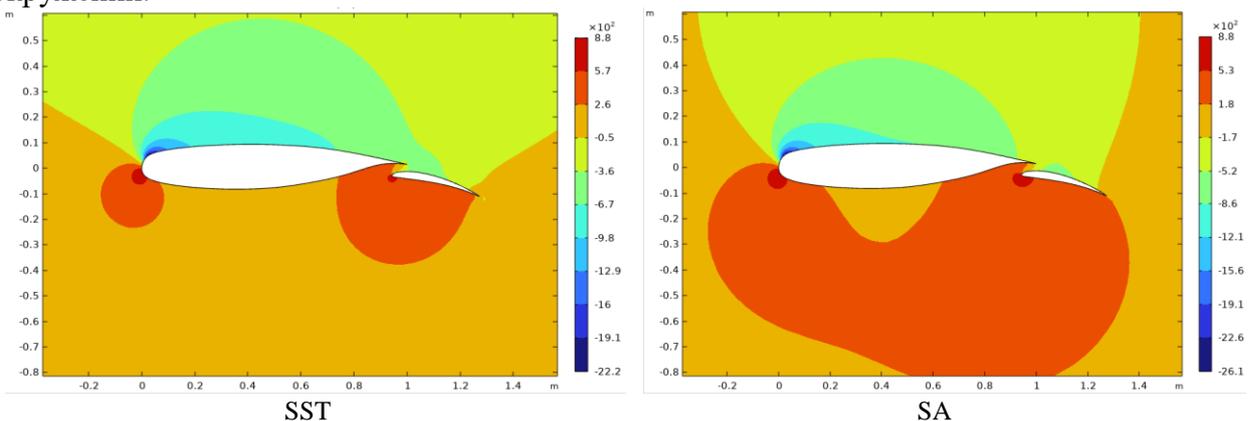


Рис. 3. Изолинии поля давления вокруг аэродинамического профиля NLR-7301.

Анализ изолиний поля давления является важным шагом при изучении аэродинамических характеристик профиля. Он позволяет понять, как изменения давления влияют на обтекание профиля, его подъемную силу, лобовое сопротивление и другие аэродинамические параметры.

На рис. 4 изображены изолинии поля реинольдсовых напряжений вокруг аэродинамического профиля NLR-7301. Рейнольдсовы напряжения - это компоненты тензора напряжений, которые описывают взаимодействие между различными слоями жидкости в потоке и являются показателем турбулентных эффектов в потоке. Изолинии поля реинольдсовых напряжений визуализируют распределение этих напряжений вокруг профиля. Чем более плотно расположены изолинии, тем выше интенсивность турбулентных эффектов в данной области потока. Распределение реинольдсовых напряжений помогает идентифицировать области с высокой интенсивностью турбулентности, такие как области вихревого обтекания или области с большими градиентами скорости.

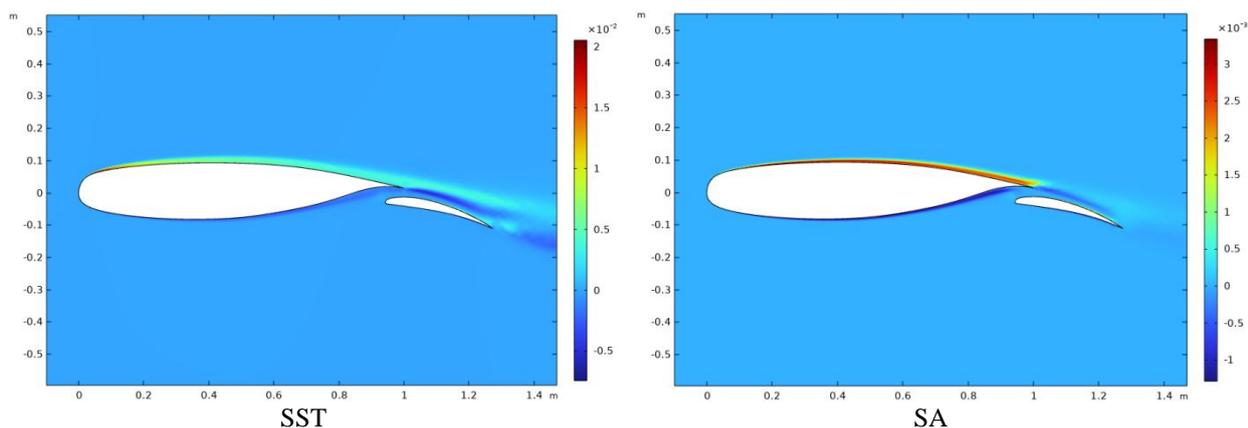


Рис. 4. Изолинии поля реинольдсовых напряжений вокруг аэродинамического профиля NLR-7301.

Анализ изолиний поля реинольдсовых напряжений позволяет лучше понять поведение турбулентного потока вокруг профиля и его влияние на аэродинамические характеристики. Это важно для оптимизации профиля и повышения его эффективности в различных приложениях, таких как авиация, ветроэнергетика и других областях инженерии.

На рис. 5 представлено сравнение коэффициента давления на поверхности профиля, полученного в результате численного моделирования, с экспериментальными данными. Коэффициент давления - это важный параметр, который характеризует распределение давления вдоль поверхности профиля и влияет на его аэродинамические свойства, такие как подъемная сила и лобовое сопротивление. На графике представлены кривые коэффициента давления, которые показывают изменение этого параметра вдоль хорды профиля. Результаты численного моделирования обозначены сплошными линиями, а экспериментальные данные - ромбиками.

Из рис.5 видно, что модель SA показывает лучшее соответствие с экспериментальными данными по сравнению с моделью SST как в передней, так и в задней части хорды профиля. Это важное наблюдение, которое указывает на более высокую точность и достоверность модели SA воспроизводить аэродинамические характеристики профиля NLR-7301 в данном исследовании. Наше наблюдение о превосходстве модели SA подчеркивает важность выбора подходящей модели турбулентности в зависимости от конкретной задачи и требуемой точности результатов. Это также может послужить основой для дальнейшего исследования и оптимизации численной модели для улучшения ее точности и достоверности.

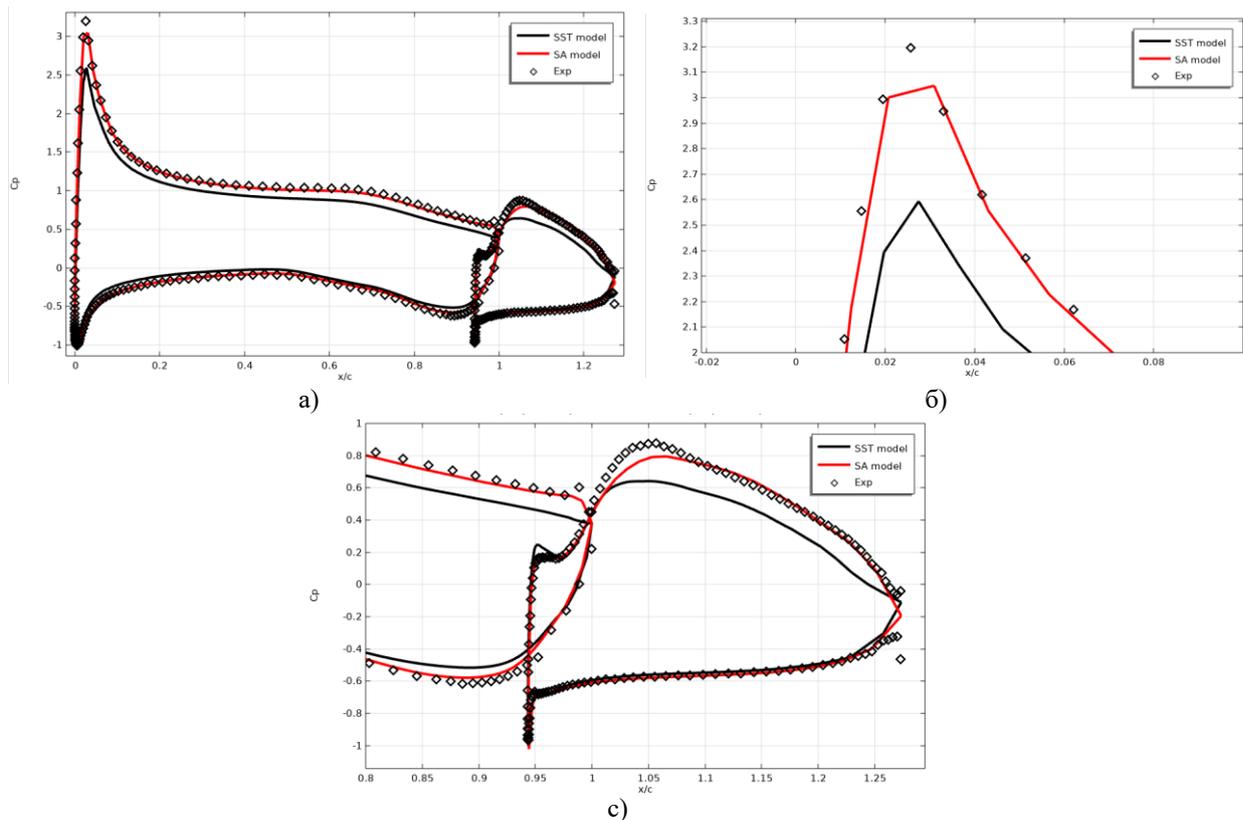


Рис.5. Коэффициенты давления на поверхность профиля

Заключение. В ходе данного исследования выполнено численное моделирование обтекания двухэлементного аэродинамического профиля NLR-7301 при числе Рейнольдса $Re=2.51 \times 10^6$ с использованием моделей турбулентности Spalart–Allmaras (SA) и Shear Stress Transport (SST) в программной среде Comsol Multiphysics. Проведённое сравнение численных результатов с экспериментальными данными NLR (Нидерланды) показало, что модель SA обеспечивает более точное воспроизведение распределения коэффициента давления C_p , структуры вихревых зон и положения точки отрыва потока по сравнению с моделью SST. Особенно высокое совпадение наблюдается в передней и задней частях хорды профиля.

Таким образом, модель Spalart–Allmaras рекомендуется для моделирования двухэлементных аэродинамических профилей в условиях высоких чисел Рейнольдса, где требуется надёжное описание пристенных течений и зон отрыва. Научная значимость работы заключается в верификации и сравнительном анализе моделей турбулентности в среде Comsol Multiphysics, что ранее не проводилось для профиля NLR-7301. Практическая ценность результатов состоит в возможности использования разработанного численного подхода для оптимизации геометрии аэродинамических профилей, закрылков и лопастей ветроэнергетических установок, а также для повышения эффективности аэродинамических систем в инженерных приложениях. Дальнейшие исследования могут быть направлены на расширение диапазона углов атаки, учёт трёхмерных эффектов и анализ чувствительности результатов к качеству сетки и типу решателя.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Brezillon J., Dwight R.P., Wild J. Numerical aerodynamic optimisation of 3D high-lift configurations // ICAS Secretariat - 26th Congress of International Council of the Aeronautical Sciences 2008, ICAS 2008.
- [2] Rumsey C.L., Ying S.X. Prediction of high lift: review of present CFD capability // Prog. Aerosp. Sci. 2002, Vol. 38, No. 2, pp. 145–180.
- [3] Mavriplis D. et al. NSU3D Results for the Second AIAA High-Lift Prediction Workshop // J. Aircr. 2015, Vol. 52, No. 4, pp. 1063–1081.
- [4] Slotnick J.P., Hannon J.A., Chaffin M. Overview of the first AIAA CFD high lift prediction workshop (invited) // 49th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition. 2011, 2011-862.

- [5] Rumsey C.L., Slotnick J.P. Overview and Summary of the Second AIAA High-Lift Prediction Workshop // J. Aircr. 2015, Vol. 52, No. 4, pp. 1006–1025.
- [6] Rumsey C.L., Slotnick J.P., Sclafani A.J. Overview and Summary of the Third AIAA High Lift Prediction Workshop // 2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2018, AIAA Paper 2018-1258.
- [7] van den Berg B. Boundary Layer Measurements On A Two-Dimensional Wing With Flap // Natl. Lucht-en Ruimtevaartlaboratorium, Versl. en Verh. 1979.
- [8] Arlinger, B.G., Larsson T. NLR 7301 Two Element Airfoil at High Lift // Notes on Numerical Fluid Mechanics. 1997, Vol. 58, pp. 375-396.
- [9] Omar E, Zierten T, Mahal A. Two-Dimensional wind tunnel tests of a NASA supercritical airfoil with various high lift systems // NASA CR. 1977, Vol. I—data analysis, P. 2214.
- [10] van den Berg B., Gooden, J.H.M. Low-Speed Surface Pressure and Boundary Layer Measurement Data for the NLR 7301 Airfoil Section With Trailing Edge Flap // A Selection of Experimental Test Cases for the Validation of CFD Codes - AGARD AR-303. 1994, Vol. 2, pp. A9-1–A9-12
- [11] Menter F.R. Zonal two equation k-omega turbulence models for aerodynamics flows // 24th Fluid Dynamics Conference. 1993, P. 2906.
- [12] Sentyabov A.V., Gavrilov A.A., Dekterev A.A. Investigation of turbulence models for computation of swirling flows // Thermophysics and aeromechanics. 2011, Vol. 18, No. 1, pp.73-85.
- [13] Spalart P.R., Allmaras S.R. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows // 30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1992, Paper No. 92-0439.
- [14] Spalart P. Trends in turbulence treatments // Fluids 2000 Conference and Exhibit. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2000, P. 2306.
- [15] Spalart P.R., Rumsey C.L. Effective Inflow Conditions for Turbulence Models in Aerodynamic Calculations // AIAA J. 2007, Vol. 45, No. 10, pp. 2544–2553.
- [16] Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model Turbulence heat and mass transfer // Cfd.Spbstu.Ru. 2003, pp. 625 - 632.

Дата поступления
18.06.2025

N.A.Nosirova. Ikki elementli NLR-7301 qanot profilini raqamli modellashtirish.

Annotasiya. Ushbu tadqiqotda biz Comsol Multiphysics to'plami yordamida Reynolds soni $Re=2,51 \times 10^6$ va 20° egilish burchagi bilan ikki elementli NLR-7301 havo plyonkasidan o'tgan oqimni raqamli simulyatsiya qildik. Tadqiqot maqsadi havo plyonkasi aerodinamik xususiyatlarini tavsiflashda Spalart-Allmaras (SA) va Shear Stress Transport (SST) turbulent modellarini solishtirish va ularni NLR eksperimental ma'lumotlari bilan taqqoslashdan iborat. Hisob-kitoblarda quyidagi chegara shartlaridan foydalanilgan: kirish tezligi $U_\infty=30$ m/s, chiqish bosimi $p=0$ Pa va havo plyonkasi yuzasida sirpanmaslik holati. Olingan tezlik, bosim va C_p koeffitsienti sohalari shuni ko'rsatdiki, SA modeli SST modeliga nisbatan havo plyonkasi akkordi bo'ylab bosim taqsimoti nuqtai nazaridan eksperimentga yaxshiroq mos keladi. Tadqiqot natijalari Comsol Multiphysics to'plamining yuqori ko'tarilgan havo plyonkalarini modellashtirish uchun haqiqiylikini tasdiqlaydi va muhandislik ilovalarida qanot va qanot geometriyasini optimallashtirish uchun ishlatilishi mumkin.

Kalit so'zlar: Navier-Stokes tenglamalari, SST modeli, SA modeli, Comsol Multiphysics.

N.A. Nosirova. Numerical modeling of a two-element NLR-7301 airfoil

Abstract. In this study, we numerically simulated the flow past a two-element NLR-7301 airfoil with a Reynolds number of $Re=2.51 \times 10^6$ and a flap deflection angle of 20° using the Comsol Multiphysics package. The objective of the study is to compare the Spalart-Allmaras (SA) and Shear Stress Transport (SST) turbulent models in describing the airfoil's aerodynamic characteristics and their comparison with the NLR experimental data. The following boundary conditions were used in the calculations: inlet velocity $U_\infty=30$ m/s, outlet pressure $p=0$ Pa, and a no-slip condition on the airfoil surface. The obtained fields of velocity, pressure, and the C_p coefficient showed that the SA model provides better agreement with the experiment in terms of pressure distribution along the airfoil chord compared to the SST model. The results of the study confirm the validity of the Comsol Multiphysics package for modeling high-lift airfoils and can be used to optimize wing and flap geometry in engineering applications.

Keywords: Navier-Stokes equations, SST model, SA model, Comsol Multiphysics.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ РЕАЛЬНОЙ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ ПРИ ПОСТОЯННОЙ МАССОВОЙ ДОЛИ ГАЗА

Бегимов О.М.

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

Аннотация. В данной работе составлено уравнение состояния смеси реальной жидкости и реального газа при фиксированной массовой концентрации газа. В уравнении состояния реального газа учтен коэффициент сжимаемости, отражающий отклонение от состояния совершенного газа, а для реальной жидкости учтен коэффициент объемного сжатия. Приведены соотношения, связывающие массовую и объемную концентрации газа в двухфазной среде. Получены выражения для плотности смеси, объемной доли газа и давления в зависимости от массовой концентрации газа. Предложенная модель позволяет более точно описывать термодинамическое поведение двухфазных систем и может быть использована в расчетах процессов тепло- и массообмена и в инженерных приложениях.

Ключевые слова: уравнение состояния смеси жидкости и газа, массовая концентрация газа, объемная концентрация газа, коэффициент объемного сжатия жидкости, плотность и давление смеси.

Введение. Современные задачи термодинамики и теплофизики требуют разработки универсальных моделей, описывающих поведение газожидкостных систем в широком диапазоне изменений давления и температуры. Смеси жидкости и газа встречаются во многих областях науки и техники – от энергетики и химической промышленности до геофизики и процессов нефтегазодобычи.

Двухфазные системы, состоящие из жидкости и газа, широко встречаются в различных областях техники – гидродинамике, теплоэнергетике, химической технологии и т.д. Их корректное математическое описание необходимо для проектирования и оптимизации технологических процессов и оборудования, а также для прогнозирования поведения систем при изменяющихся внешних и внутренних условиях. Точность традиционных моделей, основанных на уравнении состояния идеального газа и несжимаемой жидкости, оказывается недостаточной, так как они не учитывают реальные свойства фаз и приводят к значительным погрешностям при инженерных расчетах.

Особое значение имеет описание состояния таких смесей при фиксированной массовой концентрации газа, поскольку именно этот параметр часто используется в инженерных расчетах и экспериментальных исследованиях. Традиционные модели, основанные на уравнениях состояния идеального газа или квазиидеальных смесей, не позволяют в полной мере учесть реальные физико-химические свойства компонентов, такие как межмолекулярное взаимодействие, сжимаемость и фазовые переходы. В связи с этим, возникает необходимость разработки более точного уравнения состояния двухфазной смеси, которое учитывало бы реальные свойства газа и сжимаемость жидкости одновременно. В данной работе предложен подход, основанный на использовании коэффициента объемного сжатия жидкости и коэффициента сжимаемости газа, что позволяет построить модель для смеси с произвольной массовой концентрацией газа.

Целью исследования является формулировка уравнения состояния для двухфазной смеси жидкости и газа через массовую концентрацию газа и получение выражений для основных параметров (плотность, давление, объемная концентрация газа), обладающих универсальностью и согласующихся с известными предельными случаями чистой жидкости и чистого газа.

Проблема описания смесей жидкости и газа рассматривается в ряде фундаментальных и прикладных исследований. Классическим подходом к описанию газожидкостных систем является использование уравнений состояния идеального и реального газа. Ещё в работах Ван-дер-Ваальса [1] было показано, что учет межмолекулярных взаимодействий и собственного объема молекул позволяет существенно улучшить точность описания реальных веществ.

Позднее, Редлих и Квонг [2] предложили усовершенствованное уравнение состояния, которое нашло широкое применение в инженерных расчетах. Одной из наиболее известных

моделей является уравнение Пенга–Робинсона [3], ориентированное на адекватное описание фазовых равновесий в углеводородных системах.

В работах [4–6] предложены различные модификации уравнений состояния для двухфазных систем, учитывающие межфазные взаимодействия и объемную долю компонентов. Тем не менее, большинство из них ориентировано на постоянные объемные доли газа (или жидкости) в смеси.

Современные исследования направлены на развитие гибридных моделей, сочетающих термодинамический и статистико-механический подходы [7–9]. Такие модели позволяют более адекватно описывать поведение реальных газожидкостных систем вблизи критических состояний и в условиях высоких давлений и температур.

Несмотря на значительные успехи в данной области, остается необходимость в создании математически строгих и инженерно применимых моделей уравнения состояния для смесей с фиксированной массовой концентрацией газа, что и определяет актуальность настоящего исследования.

Методология исследования и построение математической модели. В работе В.Г. Зезина [10] выведена формула для скорости распространения малых возмущений давления:

$$\frac{1}{c_0^2} = \rho \left(\frac{\beta}{\gamma p_0} + \frac{1-\beta}{k} + \frac{D}{E\delta} \right). \quad (1)$$

В этой формуле

$$\beta = \frac{V_g}{V_g + V_f}$$

представляет объемную долю растворенного в жидкости газа:

$$\rho = \frac{\rho_g V_g + \rho_f V_f}{V_g + V_f} = \beta \rho_g + (1-\beta) \rho_f$$

– плотность смеси; γ – коэффициент адиабаты газа; k – коэффициент объемного сжатия жидкости согласно закону Гука; E – модуль упругости материала трубопровода; D , δ – диаметр и толщина трубопровода.

Как видно, данная формула построена через объемную концентрацию растворенного в жидкости газа, которая на самом деле является переменной величиной и зависит от значения давления. Более того, остается открытым вопрос адекватности значения коэффициента адиабаты при больших скачках давления, наблюдаемых при переходе через ударную волну. Соответственно, необходимо выводить формулу скорости распространения малых возмущений давления (скорости звука) с учетом реальных свойств газа и жидкости при фиксированном значении массовой доли растворенного газа в жидкости.

На примере изменения показателей смеси, состоящей из растворенного газа и жидкости, при переходе через ударную волну продемонстрируем способ получения скорости распространения волны в тонкостенном трубопроводе.

Принимаем, что массовая концентрация газа в смеси постоянная и составляет

$$\theta = \frac{m_g}{m_g + m_f}, \quad (2)$$

где m_g , m_f – массы газа и жидкости на выделенном элементарном участке трубопровода. Полагаем, что при этом объемы газа и воздуха составляют V_g , V_f .

В отличие от известных работ [1-10], газ, в нашем случае, подчиняется закону реального газа

$$p = z \rho_g RT, \quad (3)$$

где p , ρ_g – давление и плотность газа; z – коэффициент сверхсжимаемости (сжимаемости) газа, который выражает отклонение состояния реального газа от уравнения Клапейрона-

Менделеева $p = \rho_g RT$ при фиксированных значениях T и p [11-12]; $R = R_0 / \mu$ – приведенная газовая постоянная; R_0 – универсальная газовая постоянная; μ – молярная масса газа; T – температура смеси газа и жидкости.

В предлагаемой модели не учитывается изменение агрегатного состояния газа и жидкости, поэтому пользовались понятием “растворенный газ”. Соответственно, показатели θ , m_g , m_f , T являются постоянными величинами, а показатели V_g , V_f меняются в зависимости от давления.

Уравнение состояния жидкости учитывает линейную зависимость между давлением и плотностью жидкости через коэффициент объемного сжатия k жидкости [13-14]:

$$p - p_* = \frac{k}{\rho_*} (\rho_f - \rho_*). \quad (4)$$

Здесь p_* , ρ_* – давление и плотность жидкости в невозмущенном состоянии.

Для практических применений необходимо знать также объемную концентрацию газа β в смеси.

Полагаем, что объем газа для фиксированного значения массовой концентрации θ составляет V_g при заданном значении давления p . Согласно уравнению состояния реального газа (3) имеет место зависимость

$$V_g = \frac{zRT}{p} m_g. \quad (5)$$

Масса жидкости для данной массовой концентрации составляет m_f , а объем жидкости

$$V_f = \frac{k}{\rho_* (k + p - p_*)} m_f. \quad (6)$$

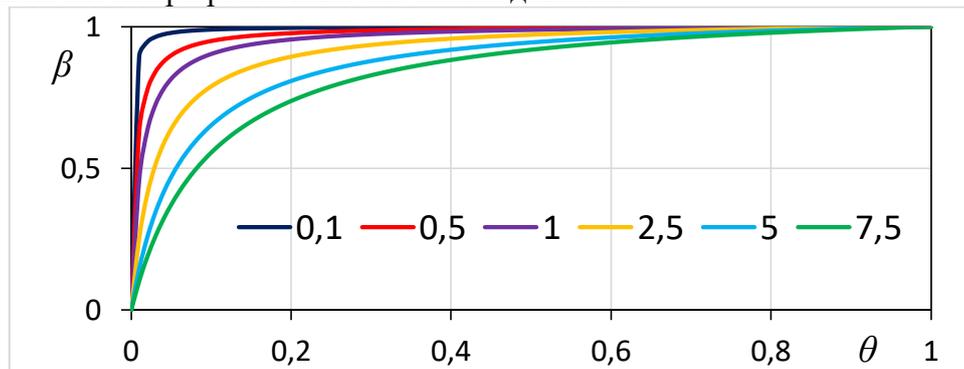
Объемную концентрацию (долю) газа в смеси выразим в виде отношения объема газа (5) к сумме объемов газа (5) и жидкости (6):

$$\beta = \frac{\frac{zRT}{p} m_g}{\frac{zRT}{p} m_g + \frac{m_f k}{\rho_* (k + p - p_*)}}.$$

Разделив знаменатель и числитель правой части равенства на $m_g + m_f$, переходим к массовой концентрации:

$$\beta = \frac{\frac{zRT}{p} \theta}{\frac{zRT}{p} \theta + \frac{(1-\theta)k}{\rho_* (k + p - p_*)}} = \frac{\theta}{\theta + \frac{p(1-\theta)k}{zRT(k + p - p_*) \rho_*}}. \quad (7)$$

На рис. 1 приведена взаимосвязь между объемной β и массовой θ концентрациями газа в двухфазной смеси при различных значениях давления.



$k=2.12_{10}9 \text{ Па}$, $z=1.0$, $T=293.15 \text{ К}$, $\rho_*=998.23 \text{ кг/м}^3$, $p_*=101325.0 \text{ Па}$

Рис. 1. Изменение объемной концентрации газа (воздуха) θ в воде в зависимости от массовой концентрации β при различных значениях давления (в МПа) согласно формуле (7)

Как видно из рисунка, основные изменения объемной концентрации газа происходят при близких к нормальному атмосферному значению давлениях в промежутке $0 \leq \theta \leq 0.01$. С увеличением давления наблюдается более гладкий переход значения объемной концентрации к единичному значению. Данные особенности взаимосвязи между двумя показателями обусловлены большей сжимаемостью газа, чем жидкости.

Значение объемной концентрации газа можно выразить также через скорости распространения малых возмущений давления в жидкой (c_f) и газовой (c_g) средах:

$$\beta = \frac{\frac{c_g^2}{\gamma p} \theta}{\frac{c_g^2}{\gamma p} \theta + \frac{(1-\theta)c_f^2}{k+p-p_*}} = \frac{\theta}{\theta + \frac{c_f^2 \gamma p}{c_g^2 (k+p-p_*)} (1-\theta)}. \quad (8)$$

Чтобы получить обратную связь, т.е. выразить массовую концентрацию газа через объемную его концентрацию, преобразуем равенство (8):

$$\frac{c_g^2}{\gamma p} \beta \theta + \frac{(1-\theta)c_f^2}{k+p-p_*} \beta = \frac{c_g^2}{\gamma p} \theta.$$

Выделим члены с θ :

$$\frac{c_f^2 \beta}{k+p-p_*} = \frac{(1-\beta)c_g^2}{\gamma p} \theta + \frac{\beta c_f^2}{k+p-p_*} \theta.$$

Отсюда находим, что

$$\theta = \frac{\frac{c_f^2}{k+p-p_*} \beta}{\frac{c_g^2}{\gamma p} (1-\beta) + \frac{c_f^2}{k+p-p_*} \beta} = \frac{\beta}{\beta + \frac{c_g^2}{c_f^2} \frac{k+p-p_*}{\gamma p} (1-\beta)}.$$

Таким образом, массовая концентрация растворенного газа в смеси через его объемную концентрацию выражается с учетом переменности значения давления среды p :

$$\theta = \frac{\beta}{\beta + \frac{c_g^2}{c_f^2} \frac{k+p-p_*}{\gamma p} (1-\beta)}. \quad (9)$$

Графики этой зависимости (рис. 2) образуются из рис. 1 при симметричном отображении графиков относительно прямой линии, проходящей через точки (0; 0) и (1; 1).

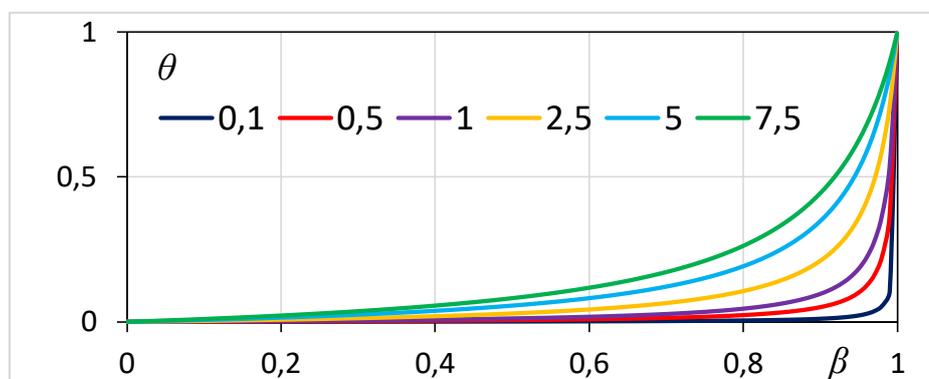


Рис. 2. Изменение массовой концентрации газа (воздуха) θ в воде в зависимости от объемной концентрации β при различных значениях давления (в МПа) согласно формуле (9)

Плотность смеси при известных значениях давления p и температуры T определяется через массовые концентрации составляющих:

$$\rho = \frac{m_g + m_f}{V_g + V_f} = \frac{m_g + m_f}{\frac{m_g zRT}{p} + \frac{m_f}{\rho_* \left(1 + \frac{p - p_*}{k}\right)}} = \frac{1}{\frac{\theta zRT}{p} + \frac{(1-\theta)k}{\rho_* (k + p - p_*)}}. \quad (10)$$

Зависимость (10) является уравнением состояния смеси жидкости и газа с фиксированной массовой концентрацией газа θ . Ее можно выразить через скорости распространения малых возмущений давления в газовой и капельной средах:

$$\rho = \frac{1}{\frac{\theta c_g^2}{\gamma p} + \frac{(1-\theta)c_f^2}{k + p - p_*}}. \quad (11)$$

Результаты расчетов (рис. 3) показали, что при фиксированных значениях давления плотность смеси монотонно убывает при увеличении массовой доли газа. При малых значениях давления основное изменение плотности наблюдается при малых значениях массовой концентрации газа. Более гладкое убывание плотности смеси при больших давлениях также объясняется разной степенью сжимаемости газа и жидкости.

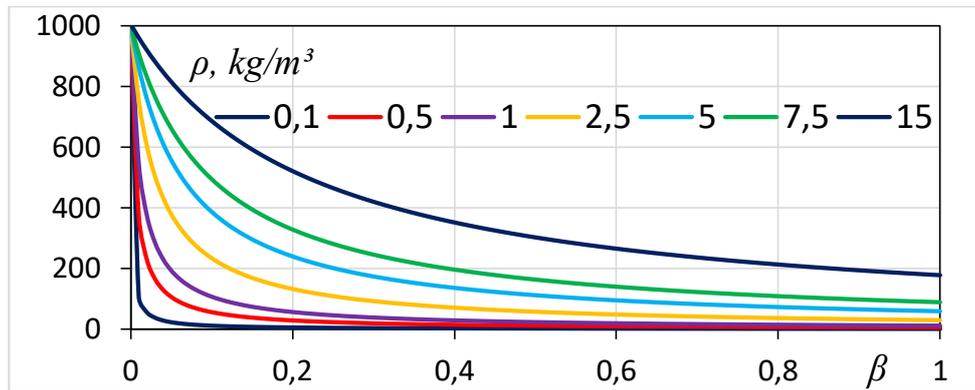


Рис. 3. Изменение плотности смеси ρ в зависимости от массовой концентрации β при различных значениях давления (в МПа) по формуле (11). Данные см. на рис. 1

Особенностью уравнения состояния газожидкостной смеси является участие в нем второй степени давления. Попытаемся найти значение давления при фиксированных значениях массовой доли газа в смеси и плотности смеси. Это необходимо найти в процессе решения задачи о состоянии двухфазной среды в действующем трубопроводе.

Записываем уравнение (11) в виде:

$$\rho \left[\frac{\theta c_g^2}{\gamma p} + \frac{(1-\theta)c_f^2}{p + k - p_*} \right] = 1.$$

Избавимся от значений давления в знаменателях:

$$\rho \left[\frac{\theta c_g^2}{\gamma} (p + k - p_*) + (1-\theta)c_f^2 p \right] = p(p + k - p_*).$$

Составим квадратное уравнение относительно давления:

$$p^2 + ap + b = 0. \quad (12)$$

Здесь

$$a = k - p_* - \rho \left(\frac{\theta c_g^2}{\gamma} + (1-\theta)c_f^2 \right), \quad b = -\rho \frac{\theta c_g^2}{\gamma} (k - p_*).$$

Свободный член квадратного уравнения (12) имеет отрицательное значение, что означает разный знак решения уравнения. Нас интересует только положительный корень:

$$p = \frac{-a + \sqrt{a^2 - 4b}}{2}. \quad (13)$$

Фрагменты графиков изменения давления при некоторых значениях массовой доли газа в смеси для фиксированных значений плотности смеси согласно формуле (13) приведены на рис. 4.

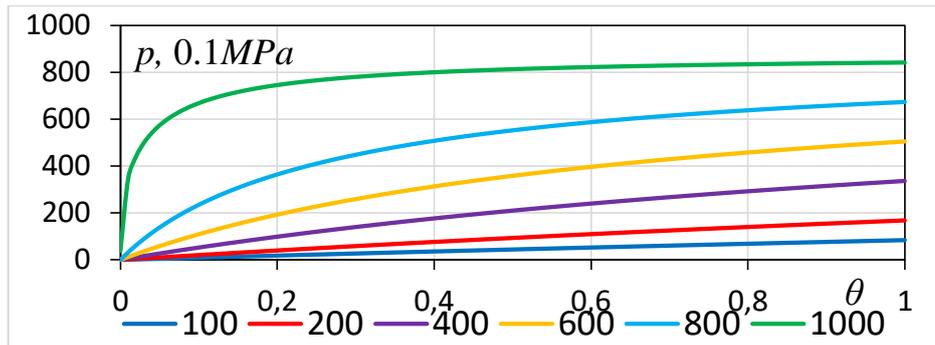


Рис. 4. Изменение давления (0.1 МПа) в зависимости от массовой доли воздуха в воде при различных значениях плотности ($\text{кг}/\text{м}^3$) согласно формуле (13)

Заключение. В данной работе предложено уравнение состояния смеси реальных жидкости и газа при фиксированной массовой концентрации газа. В отличие от упрощённых моделей, где жидкость и газ рассматриваются как идеальные среды, здесь учтены реальные свойства фаз: жидкая фаза характеризуется коэффициентом объёмного сжатия, а газовая – коэффициентом сжимаемости. Такой подход позволяет существенно повысить адекватность математического описания двухфазных систем.

На основе предложенной модели получены аналитические выражения для вычисления основных термодинамических параметров смеси – объёмной концентрации газа, плотности и давления – в зависимости от массовой концентрации газа. Проведённый анализ показал, что в предельных случаях модель сводится к известным результатам для чистой воды и чистого воздуха, что подтверждает её корректность и универсальность.

Предложенное уравнение состояния может быть использовано при численном моделировании процессов в гидродинамике и теплофизике, а также в инженерных расчётах оборудования, работающего с двухфазными средами. В частности, оно представляет интерес для задач расчёта теплообмена, кавитации, гидроударов и прогнозирования поведения систем в условиях переменного давления и температуры.

В дальнейшем планируется расширение модели с учётом влияния температуры, фазовых переходов и многофазных взаимодействий, что позволит более точно описывать сложные физические процессы в реальных технических системах.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ван-дер-Ваальс И. Д. Исследования по уравнениям состояния газов и жидкостей. М.: Наука, 1988, 256 с.
- [2] Redlich O., Kwong J. N. S. On the Thermodynamics of Solutions. V: An Equation of State. Fugacities of Gaseous Solutions // Chemical Reviews. 1949, Vol. 44, No. 1. pp. 233–244.
- [3] Peng D.-Y., Robinson D. B. A New Two-Constant Equation of State // Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. 1976, Vol. 15, No. 1, pp. 59–64.
- [4] Розен А. Ф. Термодинамика многофазных систем. Л.: Химия, 1980, 312 с.
- [5] Зенкевич О. В., Лаврентьев М. А. Моделирование процессов в жидкостно-газовых системах. Новосибирск: СО РАН, 1995, 284 с.
- [6] Вуклович М. П., Новиков И. И. Термодинамические свойства реальных газов. М.: Энергия, 1987, 348 с.
- [7] Смит Дж. М., Ван-Несс Х. К., Эбботт М. Введение в термодинамику химической инженерии. Нью-Йорк: McGraw-Hill, 2001, 784 с.
- [8] Моран М. Дж., Шапиро Х. Н. Основы инженерной термодинамики. Нью-Йорк: Wiley, 2010, 928 с.
- [9] Кубанков В. А., Гуревич М. А. Статистико-механические модели уравнений состояния смесей. М.: Физматлит, 2008, 412 с.
- [10] Зезин В. Г. Нестационарные процессы гидродинамики: учебное пособие. Челябинск, изд-во ЮУрГУ, 2011, 74 с.
- [11] Менделеев Д. И. Основы химии. М.: Госхимиздат, 1952, 864 с.
- [12] Клапейрон Э. Р. Работы по теории упругости и термодинамике. М.: Гостехиздат, 1958, 432 с.
- [13] Будак Б. М., Чарный И. А. Гидромеханика. М.: Наука, 1983, 512 с.
- [14] Чарный И. А. Введение в механику сплошных сред. М.: Наука, 1965, 376 с.

Дата поступления
04.07.2025

Begimov O.M. Real gaz-suyuqlik aralashmasi holatini gazning o'zgarma massa ulushi sharoitida matematik model-lashtirish.

Annotatsiya. Ushbu ishda o'zgarma massaviy konsentratsiyasi sharoitida real gaz va real suyuqlik aralashmasining holat tenglamasi tuzilgan. Bunda real gazning holat tenglamasida siqiluvchanlik koeffitsiyenti, real suyuqlikda esa hajmiy siqilish koeffitsiyenti hisobga olingan. Ikki fazali muhitda gazning massaviy va hajmiy konsentratsiyalarini bog'lovchi munosabatlar keltirilgan. Aralashmaning zichligi, gazning hajmiy ulushi va bosimini massaviy konsentratsiyaga bog'liq holda aniqlash uchun ifodalar olingan. Taklif etilgan model ikki fazali tizimlarning termodinamik xarakteristikalarini yanada aniqroq tavsiflash imkonini beradi va gidrodinamik jarayonlar, issiqlik almashinuvi hisoblash hamda muhandislik amaliyotlarida qo'llanilishi mumkin.

Kalit so'zlar: gaz va suyuqlik aralashmasining holat tenglamasi, gazning massaviy konsentratsiyasi, gazning hajmiy konsentratsiyasi, suyuqlikning hajmiy siqilish koeffitsiyenti, aralashmaning zichligi va bosimi.

Begimov O.M. Mathematical Modeling of the State of a Real Gas-Liquid Mixture at Constant Gas Mass Fraction.

Abstract. In this work, the equation of state for a real liquid and real gas mixture at a fixed gas mass concentration is derived. The equation accounts for the compressibility factor of a real gas, which indicates deviations from the ideal gas state, while the bulk modulus is used for a real liquid. Relationships between the mass and volume concentrations of gas within a two-phase medium are presented. Expressions for the mixture density, gas volume fraction, and pressure as functions of the gas mass concentration are obtained. The proposed model provides a more precise description of the thermodynamic behavior of two-phase systems and can be used to calculate heat and mass transfer processes, as well as in engineering applications.

Keywords: equation of state of liquid-gas mixture, gas mass concentration, gas volume concentration, bulk modulus of liquid, mixture density and pressure.

УДК 532

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБТЕКАНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОФИЛЯ S818-NR НА ОСНОВЕ СОВРЕМЕННЫХ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

Музаффаров С.А.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: sardorbekmuzaffarov50@gmail.com

Аннотация. В статье представлены результаты численного моделирования обтекания аэродинамического профиля S818-NR дозвуковым потоком воздуха при углах атаки от 0° до 20° . Расчёты выполнены с использованием метода конечных элементов в программном комплексе COMSOL Multiphysics, а в качестве модели турбулентности применена модель SST $k-\omega$ (Shear Stress Transport), учитывающая сложный характер турбулентного течения. В рамках исследования получены численные результаты по таким параметрам, как давление, продольная и поперечная составляющие скорости, а также подъёмная сила. Проведён сравнительный анализ результатов для различных значений числа Рейнольдса, что позволило глубже понять влияние параметров потока на структуру обтекания. Результаты моделирования продемонстрировали хорошее согласие с экспериментальными данными, что подтверждает достоверность и адекватность выбранной модели турбулентности и численного подхода. Особое внимание уделено настройке параметров моделирования и методам анализа полученных результатов. Полученные данные способствуют глубокому пониманию особенностей турбулентного обтекания аэродинамических профилей и могут быть использованы при разработке более точных и надёжных инженерных решений в области аэродинамики и проектирования ветроэнергетических установок.

Ключевые слова: уравнения Навье-Стокса, отрывное течение, модель SST $k-\omega$, Comsol Multiphysics, вычислительный эксперимент, экспериментальные данные.

Введение. Турбулентность представляет собой одно из самых сложных и многогранных явлений в аэродинамике и гидродинамике. Она возникает в результате нелинейных взаимодействий между частицами газа или жидкости, вызывая хаотичные, трудно предсказуемые движения. Такая природа турбулентности существенно затрудняет её математическое описание и численное моделирование.

Понимание турбулентных потоков имеет большое значение для различных областей инженерии. Турбулентность влияет на подъёмную силу, сопротивление и устойчивость летательных аппаратов, а также на эффективность работы ветровых турбин. Особенно важно проводить исследование турбулентных потоков в области лопастей ветровых турбин, так как от этого напрямую зависит эффективность их работы и оптимальность аэродинамической формы. Турбулентность потока определяет характер движения воды в реках, морях и трубопроводах, что важно для проектирования гидротехнических сооружений и систем водоснабжения. Турбулентность оказывает значительное влияние на работу различных технических устройств, где требуется высокая эффективность и надёжность, таких как турбомашин, насосы и вентиляторы.

Несмотря на достигнутый прогресс, многие аспекты турбулентных течений всё ещё остаются недостаточно изученными, что подчёркивает необходимость дальнейших исслед-

дований. Таким образом, турбулентные потоки представляют собой ключевой объект современного научного поиска и имеют фундаментальное значение для развития инженерных технологий.

В последние годы с ростом вычислительных мощностей и развитием численных методов существенно возросла потребность в применении CFD (Computational Fluid Dynamics) при проектировании летательных аппаратов, ветроэнергетических установок и их элементов. CFD-технологии не только экономичнее натуральных и модельных экспериментов, но и обеспечивают более полные данные, зачастую являясь единственным эффективным источником информации [1, 2]. На сегодняшний день задачи, связанные с обтеканием аэродинамического профиля воздушным потоком, изучены в ряде научных работ. В работе [3] показано, что численное моделирование аэродинамики лопастей позволяет определить структуру потока и способствует выбору оптимальных параметров для повышения эффективности ветротурбин и совершенствования их конструкции.

В работе [4] выполнено численное моделирование обтекания малых летательных аппаратов с крылом малого удлинения при умеренных числах Рейнольдса. Проведено сравнение расчётов на основе RANS-уравнений с SST-моделью турбулентности и экспериментальных данных при различных углах атаки. Результаты показали хорошее совпадение, что подтверждает надёжность метода для аэродинамического анализа МЛА. В статье [5] приведены результаты численного моделирования аэродинамических характеристик вертолётных профилей NACA0012, NACA23012, VR12 и NH02 в рабочем диапазоне углов атаки и чисел Маха. Расчёты выполнены в *ANSYS Fluent* на основе уравнений RANS с учётом перехода, срывных явлений и сжимаемости потока. Полученные распределения коэффициента давления и интегральные характеристики хорошо согласуются с экспериментальными данными. Проведён сравнительный анализ профилей, показаны закономерности изменения характеристик, что позволяет использовать результаты для оптимизации форм и расчёта аэродинамики лопастей.

В работе [6] выполнено численное моделирование трансзвукового обтекания профиля NACA 0012 на основе нестационарных RANS-уравнений с моделью турбулентности Spalart–Allmaras. Рассмотрен широкий диапазон чисел Маха и углов атаки, что позволило охарактеризовать особенности течения в околозвуковом режиме. Результаты описывают структуру стационарных и нестационарных полей, включая автоколебания скачка уплотнения, и уточняют условия перехода между режимами трансзвукового обтекания. В исследовании [7] с использованием программного обеспечения *ANSYS Fluent* проанализировано влияние геометрии профилей серии S (S809, S811, S814, S818) на зону около завихренного течения. Моделирование проводилось при числе Рейнольдса $Re = 1 \cdot 10^6$ и углах атаки от 0° до 20° с шагом 2° . Результаты показали, что профили S811 и S818 обладают наилучшей аэродинамической эффективностью – они обеспечивают максимальную подъёмную силу и минимальное сопротивление. Кроме того, для этих профилей зафиксирован более слабый вихревой след и сниженная турбулентная энергия, что делает их перспективными для применения в лопастях ветряных турбин.

В исследовании [8] рассмотрено управление отрывом потока на профиле S809 при высоком числе Рейнольдса с применением синтетической струи. CFD-моделирование показало, что такая технология повышает аэродинамическое качество профиля, особенно при сваливании. Оптимизация параметров выявила преимущество двухструйной системы перед одиночной, причём решающим фактором является максимальная скорость струи.

В работе [9] выполнено численное моделирование обтекания профиля NREL S809 на основе нестационарных RANS-уравнений для несжимаемого потока. Использовались турбулентностные модели SST Ментора и RNG, при допущении полностью турбулентного течения. Исследование охватывало углы атаки $0^\circ - 20^\circ$. Определены аэродинамические силы

и проведено сравнение моделей, показавшее, что SST Ментора обеспечивает наибольшую точность при моделировании турбулентного обтекания.

Zhang S. и соавторы [10] выполнили численный анализ аэродинамического профиля S809 с использованием двухмерного (2D) конечно-разностного решателя для стационарных и нестационарных, сжимаемых и вязких течений на основе усреднённых уравнений Рейнольдса (RANS). В исследовании сравнивались четыре двухпараметрические турбулентные модели – как линейные, так и нелинейные. Расчёты проводились при числе Рейнольдса $Re = 6.5 \cdot 10^6$ и углах атаки от 0° до 70° . Однако результаты моделирования не совпали с экспериментальными данными в области после срыва потока.

Bertagnolio F. и соавторы [11] выполнили стационарные численные симуляции с использованием двумерного решателя EllipSys2D для несжимаемых уравнений Навье–Стокса применительно к широкому классу аэродинамических профилей ветровых турбин. Их результаты показали, что код чувствителен к форме профиля и демонстрирует хорошее согласование с экспериментальными данными, когда место ламинарно-турбулентного перехода точно определено. Du, Z. и Selig, M. S. [12], а также Hu D. и соавторы [13] исследовали трёхмерные эффекты вращения для лопасти, основанной на аэродинамическом профиле S809, а Chaviaropoulos P. K. и Hansen M. O. L. [14] – для лопастей на основе профилей NACA63-4XX и NACA63-2XX. Результаты показали, что на вращающейся лопасти возникает задержка срыва потока. Hu D. и соавторы [13] пришли к выводу, что силы Кориолиса и центробежные силы играют ключевую роль в механизме трёхмерной задержки срыва потока.

Несмотря на то, что в данном направлении уже проведено множество научных исследований, продолжение таких исследований в настоящее время остаётся одной из актуальных научных задач. Основной целью данной работы является исследование обтекания воздушным потоком вокруг профилей лопастей вертолётных и ветроэнергетических установок на основе усреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (RANS), а также определение распределённых и интегральных аэродинамических характеристик в рабочем диапазоне углов атаки.

С практической точки зрения наибольший интерес представляют аэродинамические профили с относительной толщиной 10–18 %, поскольку именно такие профили характерны для средних сечений лопастей вертолётных и ветрогенераторов. Эти участки составляют основную часть размаха и в значительной степени определяют аэродинамическое поведение всей лопасти во всех режимах полёта или эксплуатации установки.

Аэродинамический профиль S818-NR был разработан Национальной лабораторией по возобновляемым источникам энергии США (NREL) и предназначен преимущественно для использования в ветроэнергетических установках малой и средней мощности. Данный профиль оптимизирован для эффективной работы при низких и средних скоростях воздушного потока, обеспечивая высокую аэродинамическую эффективность и стабильную генерацию электроэнергии при переменных условиях ветра.

Остановимся на основных характеристиках профиля S818-NR.

Аэродинамический профиль S818-NR обладает рядом важных характеристик. В частности, его максимальная относительная толщина составляет примерно 18%, что способствует обеспечению высокой конструкционной прочности. Данный профиль отличается высоким коэффициентом подъемной силы и низким коэффициентом лобового сопротивления, что делает его более эффективным по сравнению с другими профилями.

Благодаря высокой устойчивости к отрыву потока, профиль способен эффективно работать даже при больших углах атаки. Кроме того, в конструкции S818-NR учтён переход между ламинарной и турбулентной зонами, что способствует стабильности потока и эффективному преобразованию энергии.

Тем не менее, в существующей научной литературе недостаточно полно и глубоко изучены максимальные значения подъемной силы, зоны отрыва потока, аэродинамическое поведение при различных значениях числа Рейнольдса, а также устойчивость профиля при различных углах атаки. В связи с этим, целью настоящего исследования является численный анализ указанных параметров в различных условиях. Полученные результаты позволят оценить аэродинамическую эффективность профиля S818-NR и разработать практические рекомендации по его применению в конструкции ветроэнергетических установок с целью повышения их эффективности.

В данном исследовании мы сосредоточимся на численном моделировании турбулентного обтекания профиля S818-NR. Этот профиль широко используется в аэродинамических исследованиях благодаря своей простоте и хорошей характеристике подъемной силы. Мы будем исследовать обтекание профиля при различных углах атаки, начиная от 0 до 20 градусов. Для численного моделирования используем пакет программ *Comsol Multiphysics*, который предоставляет широкие возможности для решения разнообразных задач механики сплошных сред, включая моделирование турбулентных потоков.

Исследования с использованием методов CFD позволяют проводить виртуальные эксперименты, моделируя течение воздуха вокруг аэродинамического профиля при различных условиях эксплуатации. Такой подход особенно актуален в области ветроэнергетики, где воздушный поток характеризуется широким диапазоном скоростей и углов атаки.

Для оценки аэродинамических параметров применяются различные модели турбулентности и численные методы. Одним из наиболее эффективных является модель турбулентности SST (Shear Stress Transport), которая используется для решения уравнений Навье–Стокса, описывающих поведение вязкой жидкости или газа. Данная модель позволяет учитывать переход между ламинарным и турбулентным режимами течения, а также точно воспроизводить характеристики потока вблизи поверхности профиля и в зонах возможного отрыва потока. Совпадение этих результатов подтверждает, что данная модель пригодна для решения практических инженерных задач и повышает доверие к численным методам в области аэродинамики.

Физическая и математическая постановка задачи. Турбулентный профиль крыла S818-NR (рис. 1) должен эксплуатироваться в практически несжимаемых условиях. Число Рейнольдса по хорде равно $Re = 1 \cdot 10^6$. На рис. 2 показана расчетная сетка.

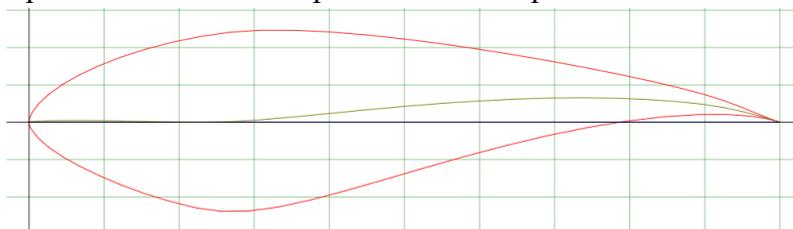


Рис. 1. 2D профиль S818-NR

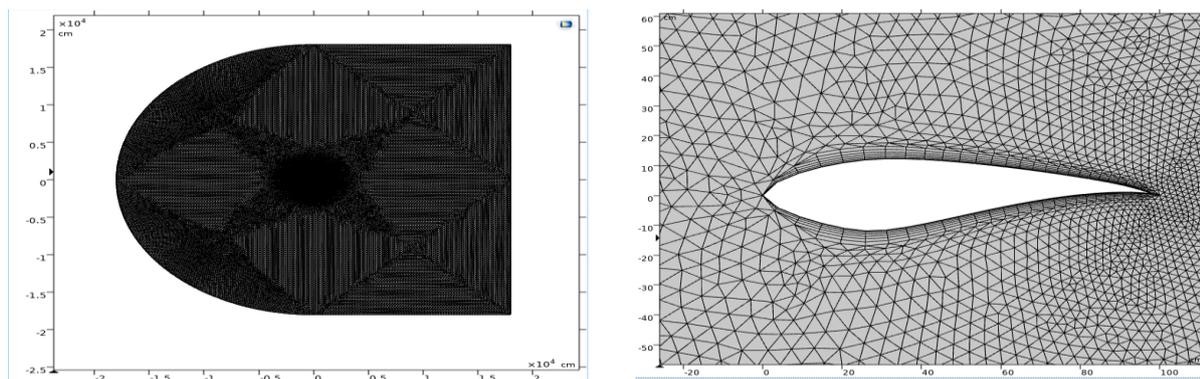


Рис. 2. Вычислительная сетка

Расчёты выполнены в рамках коммерческого программного обеспечения *Comsol Multiphysics* на основе усреднённых по Рейнольдсу нестационарных уравнений Навье–Стокса (RANS) с предположением о стационарном, несжимаемом и двумерном (2D) характере потока. Эти уравнения лежат в основе математического описания динамики несжимаемой жидкости и представляют собой систему дифференциальных уравнений, которые моделируют изменения скорости и давления в жидкой среде во времени и пространстве.

Поскольку течение не является полностью турбулентным, для более точного описания характеристик потока была выбрана турбулентная модель SST $k-\omega$, основанная на четырёх уравнениях. Для учёта связи между давлением и скоростью применялась схема с жёсткой связью. Для уравнений давления и импульса использовалась схема дискретизации второго порядка.

В исследовании использованы следующие основные уравнения: уравнение неразрывности принято для стационарного подхода

$$\frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = 0, \quad (1)$$

усредненные по времени уравнения импульса –

$$\frac{\partial \rho U_j U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{\rho u_i u_j} \right). \quad (2)$$

Модель SST $k-\omega$ Ментера (Shear Stress Transport $k-\omega$) – это улучшенная турбулентная модель, разработанная Фрэнком Ментером для более точного расчёта течений с сильными градиентами давления, особенно вблизи стенок и в условиях отрыва потока. Она широко применяется в аэродинамике, включая моделирование обтекания лопастей ветряных турбин, крыльев, диффузоров и т.п. Модель SST $k-\omega$ Ментера представляет собой комбинацию моделей $k-\epsilon$ и $k-\omega$. Метод использует модель $k-\omega$ вблизи стенки, но затем (посредством специальной функции) переключается на $k-\epsilon$ - модель вдали от стенки (то есть ближе к внешнему краю пограничного слоя). Уравнение $k-\epsilon$ преобразовано в форму $k-\omega$ [18]. Это позволяет использовать преимущества обеих моделей:

Модель $k-\omega$ не требует поправок вблизи стенки и точнее описывает течения с неблагоприятным градиентом давления. Однако решение зависит от значений турбулентных переменных во внешнем потоке, особенно от ω . Модель $k-\epsilon$ не столь чувствительна к этим переменным, но нуждается в модификации вблизи стенки. Показано, что модель SST $k-\omega$ Ментера даёт значительно лучшие результаты при моделировании течений с сильным неблагоприятным градиентом давления по сравнению с оригинальными моделями $k-\epsilon$ и $k-\omega$ [19-21]. По данным [19], такое улучшение связано с введением ограничителя турбулентной вязкости, предложенного Ментером. Согласно [20], в сравнении с другими моделями, именно модель SST $k-\omega$ Ментера способна предсказать резкий срыв потока, зафиксированный в экспериментах. Полученные результаты сопоставимы с результатами нелинейных моделей, но при этом модель SST менее жёсткая и менее ресурсоёмкая в вычислительном плане.

Эта модель успешно применялась для численного моделирования обтекания отдельных крыльев [22, 23], а также при аэродинамическом анализе ветроэнергетических установок [24].

Модель основана на следующих двух уравнениях переноса:

Турбулентная кинетическая энергия k :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho \omega. \quad (3)$$

Удельное рассеивание ω :

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (4)$$

Для определения турбулентной вязкости в модели SST $k - \omega$ используется следующая формула:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left(1, \frac{\alpha^* \omega}{SF_2} \right)}. \quad (5)$$

Коэффициент P_k указывает на скорость, с которой турбулентная энергия k генерируется в потоке в результате сдвига скорости или деформации потока:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j}. \quad (6)$$

В модели SST $k - \omega$ используются две ключевые функции переключения – F_1 и F_2 , которые определяют, какая турбулентная модель применяется в разных зонах течения.

Функция F_1 активна в пристеночных областях и обеспечивает использование модели $k - \omega$ вблизи стенки. Эта функция особенно важна для точного моделирования ламинарно-турбулентного перехода и сдвиговых слоёв, где $k - \omega$ модель даёт более точные результаты:

$$F_1 = \tanh \left(\left[\min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}, \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right) \right) \right] \right). \quad (7)$$

Функция F_2 начинает доминировать в удалённых от стенки зонах, способствуя плавному переходу к модели $k - \varepsilon$. Это важно в зонах свободного течения, где $k - \varepsilon$ модель лучше справляется с описанием турбулентности:

$$F_2 = \tanh \left(\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right] \right). \quad (8)$$

В этих функциях: ρ – плотность; U – вектор скорости; μ – молекулярная (динамическая) вязкость; μ_t – турбулентная вязкость; P_k – источник турбулентной кинетической энергии, y – расстояние до ближайшей стенки (м); α , β , β^* , σ_k , σ_ω , $\sigma_{\omega 2}$ – константы модели; $CD_{k\omega}$ – модифицированный диффузионный член:

$$CD_{k\omega} = \max \left(\frac{2\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega, 10^{-10} \right),$$

где $\nabla k \cdot \nabla \omega$ – скалярное произведение градиентов k и ω . Замыкание системы требует использования уравнения состояния совершенного газа

$$p = \rho RT, \quad (9)$$

где R – приведенная газовая постоянная состояния воздуха; $T=293.12 \text{ K}$ – температура воздуха.

Для рассматриваемых вариантов задачи число Рейнольдса составляло

$$\text{Re} = \frac{\rho u_0 l}{\mu} = \frac{1.2043 \times 20 \times 1}{1.81397 \times 10^{-5}} = 1.327805 \times 10^6,$$

что соответствует развитому режиму турбулентного обтекания твердой поверхности. Т.е., в расчетах принимали $\mu = 1.81397 \cdot 10^{-5} \text{ кг/м}\cdot\text{с}$. В соответствии с этим выбирается модель турбулентности.

Использование уравнений Навье–Стокса, осреднённых по Рейнольдсу, позволяет учесть турбулентные эффекты и их влияние на обтекание аэродинамического профиля S818-NR. Эти уравнения решаются численными методами, например, методом конечных элементов, с применением специализированных программных пакетов, таких как *COMSOL Multiphysics*. Такой подход обеспечивает получение детальных данных о характеристиках потока и его воздействии на профиль.

Исследование модели турбулентности SST $k-\omega$ для задач течения турбулентного потока при обтекании аэродинамического профиля S818-NR является целью этой статьи. Полученные численные данные сопоставляются с известными экспериментальными данными, доступными на веб-сайте NASA Turbulence Modeling Resource (TMR) [17].

Граничные условия на полуокружности и на границах $y=\pm 20$ м (на границе G_1 , рис. 2) задаются в зависимости от угла атаки:

$$U(x_{G_1}, y_{G_1}) = U_0 \cos \alpha, \quad V(x_{G_1}, y_{G_1}) = U_0 \sin \alpha, \quad (10)$$

где U_0 – модуль скорости набегающего по основному направлению потока; α – угол между направлением потока и оси координат OX .

На этой границе значение избыточного давления равно нулю:

$$p(x_{G_1}, y_{G_1}) = 0 \text{ (Па)}. \quad (11)$$

Соответственно, для границы

$$G_2 = (0 \leq x \leq 1) \cap (y = f_1(x) \cup f_2(x))$$

$$f_1(x) = 0.01627 + 0.54375x - 2.95464x^2 + 6.52378x^3 - 6.41245x^4 + 2.28547x^5,$$

$$f_2(x) = -0.00636 - 0.29824x + 1.35819x^2 - 2.61152x^3 + 2.24646x^4 - 0.69x^5,$$

задавали условия $U(x_{G_2}, y_{G_2}) = V(x_{G_2}, y_{G_2}) = 0$ м/с.

На выходе из расчетной области $y = 2.0$ м (G_3) для определения скоростей принимали условие гладкого сопряжения:

$$\frac{\partial U(x_{G_3}, y_{G_3})}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial V(x_{G_3}, y_{G_3})}{\partial n} = 0. \quad (12)$$

Метод решения. Для стандартной модели турбулентности SST использованы стандартные решатели COMSOL Multiphysics.

Расчеты проводили для $50000 < Re < 1000000$ при различных вариантах угла атаки из интервала $0 \leq \alpha \leq 20^\circ$. При расчетах использовалось локальное сгущение сетки вблизи поверхностей профиля $f_1(x)$ и $f_2(x)$, показанного на рис. 1. Для области обтекания профиля использована сетка из 50600 элементов. Для обеспечения устойчивой сходимости расчётов значение коэффициента релаксации было установлено равным $1 \cdot 10^6$.

Для решения задачи использовали метод установления. В качестве начального приближения использовали результаты потенциального течения. Принцип работы программы на конечных объемах заключается в том, что для фиксированного времени сначала определяются поля скоростей. Они используются для определения приращений давления, относительно которых составлено уравнение Пуассона.

В среднем программа работала два и более часов. В качестве результатов выводили поля продольных и поперечных скоростей, поля давления, кинематической энергии турбулентности и ее диссипации, а также аэродинамические производные.

Исходными данными для расчета служили следующие величины: скорость ветра в м/с, угловая скорость в рад/с, плотность воздуха в $кг/м^3$ и давление в Па (см. рис. 3).

Label: Parameters 1

Name	Expression	Value	Description
U_inf	20[m*s^-1]	20 m/s	Free-stream velocity
rho_inf	1.2043[kg*m^-3]	1.2043 kg/m³	Free-stream density
mu_inf	1.81397e-5[kg*m^-1*s^-1]	1.814E-5 kg/(...)	Free-stream dynamic vis...
L	20[m]	20 m	Domain reference length
c	1[m]	1 m	Chord length
k_inf	0.1*mu_inf*U_inf/(rho_inf*L)	1.5062E-6 m²/s²	Free-stream turbulent kin...
om_inf	10*U_inf/L	10 1/s	Free-stream specific dissi...
alpha	0	0	Angle of attack
Re	U_inf*c*rho_inf/mu_inf	1.3278E6	

Рис. 3. Окно исходных данных с размерами и исходными значениями

Результаты и их обсуждение. Коэффициент давления (или относительного давления) – это безразмерная величина, показывающая отношение разности между локальным давлением на поверхности тела и давления набегающего потока к динамическому давлению потока. Изменение избыточного давления по стенке канала в зависимости от расстояния до вершины называется распределением коэффициента поверхностного давления:

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{0.5\rho U_0^2}. \quad (13)$$

Здесь p – давление в точке на поверхности профиля; p_∞ – давление свободного потока.

Ниже показаны сравнения полученных численных результатов с известными экспериментальными данными. На рис. 4 показаны коэффициенты давления для различных углов атаки поверхности профиля.

Зависимость коэффициента давления C_p от угла атаки является важным инструментом для анализа и оптимизации аэродинамических профилей. Она позволяет оценить эффективность профиля при различных условиях и использовать эту информацию для проектирования более эффективных аэродинамических форм.

В области передней кромки ($x \approx 0-5$ мм) наблюдается резкое падение коэффициента давления C_p . Это свидетельствует об ускорении потока воздуха по верхней поверхности профиля, что вызывает значительное понижение статического давления. В результате на верхней поверхности возникает сильная зона разрежения, что обуславливает формирование большой подъемной силы.

На участке верхней поверхности в диапазоне $5 \text{ мм} < x < 70 \text{ мм}$ коэффициент давления сохраняет сильно отрицательные значения, но постепенно возрастает, что говорит о частичном восстановлении давления. Однако зона пониженного давления остается широкой, что указывает на мощное аэродинамическое воздействие и одновременно повышает риск отрыва потока. Медленное восстановление давления может быть связано со снижением градиента давления, из-за чего инерционный поток с трудом удерживается на поверхности профиля.

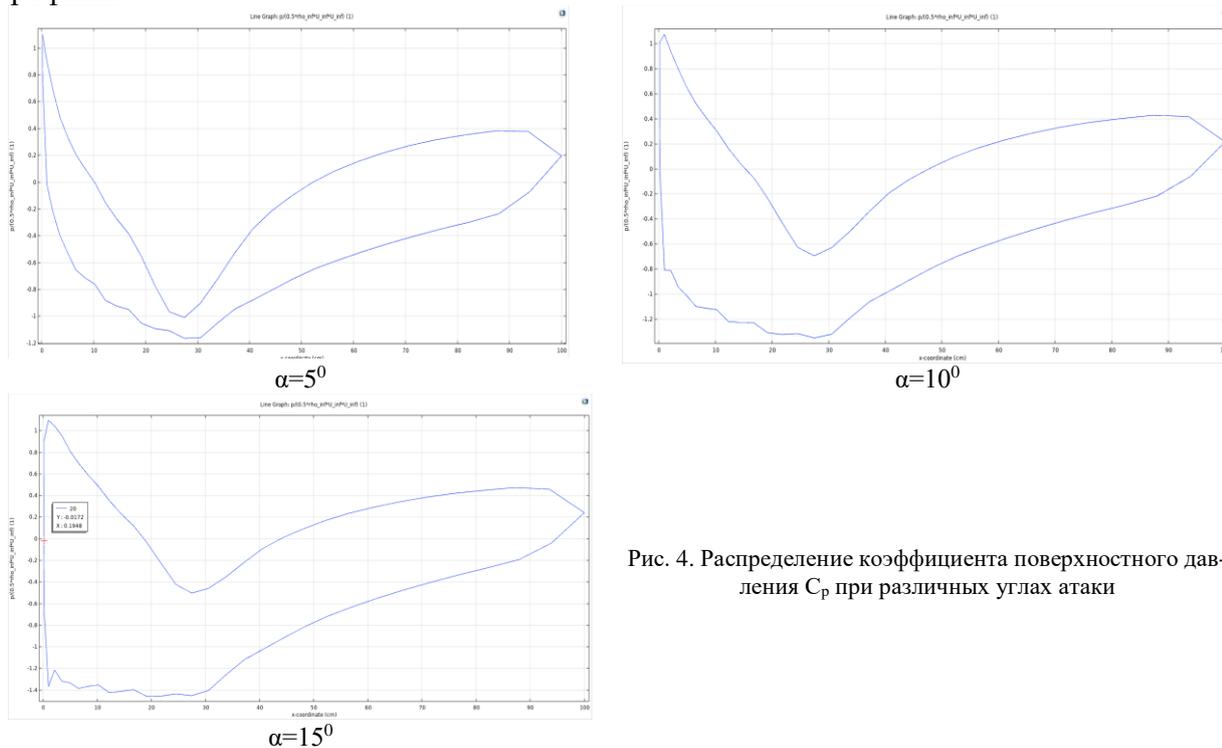


Рис. 4. Распределение коэффициента поверхностного давления C_p при различных углах атаки

На нижней поверхности давление, наоборот, относительно выше (в некоторых местах коэффициент давления принимает даже положительные значения), что свидетельствует о

более медленном движении воздушного потока и, соответственно, более высоком давлении. Существенная разность давления между верхней и нижней поверхностями профиля приводит к возникновению значительной подъемной силы.

В задней части профиля ($x \approx 90-100$ мм) значения C_p на верхней и нижней поверхностях приближаются друг к другу, но полностью не выравниваются. Это говорит о том, что течение воздуха вокруг профиля не полностью восстановлено, возможны остаточные вихревые явления и энергетические потери в потоке. Анализ изолиний скорости потока вокруг аэродинамического профиля при разных углах атаки помогает понять, как изменяется распределение скорости и где возникают зоны высоких или низких скоростей. Это важно для оценки эффективности профиля и выявления областей возможного отрыва потока.

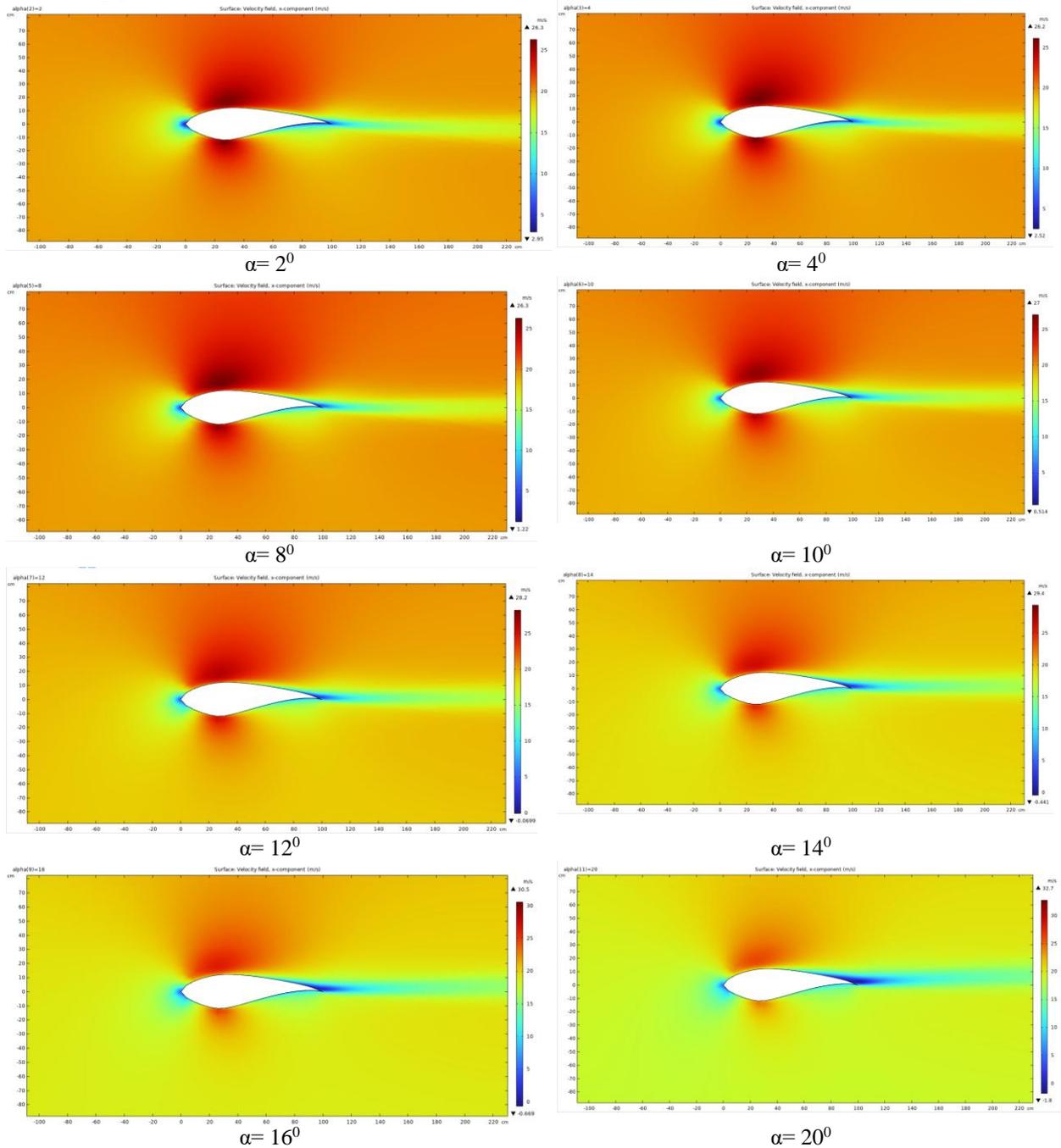


Рис. 5. Поле продольной скорости при $\alpha = 2^\circ, 4^\circ, 8^\circ, 10^\circ, 12^\circ, 14^\circ, 16^\circ, 20^\circ$

На рис. 5 показано поле продольной скорости вокруг аэродинамического профиля при разных углах атаки (α). Синий цвет обозначает зоны низкой скорости (или застойные области). Красный цвет соответствует высоким скоростям потока. Зеленый и жёлтый цвета –

это промежуточные значения. Шкала цветов расположена справа от графика. При малых углах атаки ($\alpha = 2^\circ, 4^\circ$) поток вокруг профиля плавный, практически без отрыва. Это указывает на ламинарный режим. Подъёмная сила имеется, эффективность работы профиля высокая.

При средних углах атаки (например, $\alpha = 8^\circ, 10^\circ, 12^\circ$), в верхней части профиля наблюдается снижение давления (преобладают красные области). Начинается отрыв потока, это особенно заметно при $\alpha = 12^\circ$. Эти углы приближаются к максимальному значению подъёмной силы.

При больших углах атаки ($\alpha = 14^\circ, 16^\circ, 20^\circ$) зона отрыва потока (особенно обратный поток – синий цвет) значительно увеличивается. Позади профиля ясно прослеживается зона отрыва. В этом режиме сила лобового сопротивления возрастает, подъёмная сила снижается – начинается режим сваливания.

В целом, можно заключить, что диапазон $\alpha = 8^\circ-12^\circ$ является наиболее эффективным для работы профиля. При $\alpha > 12^\circ$, отрыв усиливается, эффективность резко падает. При $\alpha = 20^\circ$, за профилем наблюдается крупная застойная зона – это говорит о полном сваливании потока.

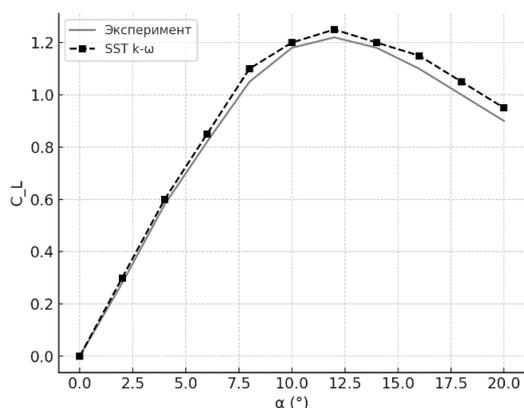


Рис. 6. Экспериментально и теоретически определенные коэффициенты подъемной силы

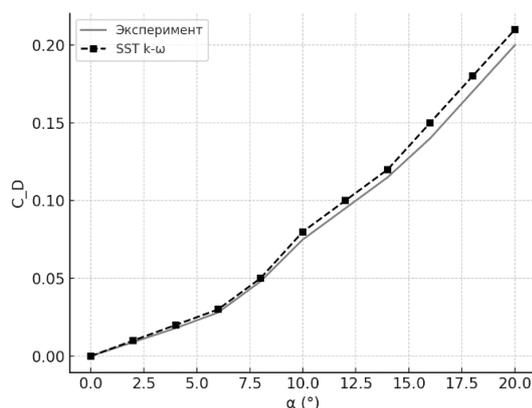


Рис. 7. Сравнение коэффициента сопротивления с экспериментальными данными

Коэффициент подъемной силы C_L (рис. 6) и расчётные данные по модели SST $k-\omega$ хорошо совпадают с результатами экспериментальных измерений. Максимальное значение C_L достигается при угле атаки $\alpha \approx 10-12^\circ$ (примерно 1.2–1.25). При дальнейшем увеличении угла атаки наблюдается падение C_L , что указывает на отрыв потока. В целом, модель слегка переоценивает значения C_L по сравнению с экспериментом, но отклонения находятся в пределах допустимого.

Коэффициент сопротивления C_D (рис. 7) плавно возрастает с увеличением угла атаки. До $\alpha \approx 12-14^\circ$ результаты модели и эксперимента практически совпадают. При $\alpha > 14^\circ$ наблюдается заметный рост C_D , особенно после 16° , что связано с увеличением зоны отрыва потока и ростом турбулентности. Модель SST $k-\omega$ незначительно завышает значения C_D при больших углах, что характерно для численного моделирования с высокой чувствительностью к отрыву потока.

Коэффициент момента C_m – это безразмерный параметр, характеризующий аэродинамический крутящий момент, возникающий вокруг определённой точки профиля, как правило, четверти хорды. C_m отражает, насколько аэродинамические силы стремятся повернуть профиль относительно центра вращения. Этот коэффициент имеет ключевое значение при оценке статической устойчивости, управляемости и чувствительности профиля к срыву потока. Он определяется по формуле:

$$C_m = \frac{M}{0.5\rho V^2 cS}. \quad (14)$$

здесь M – аэродинамический момент ($H\cdot m$), V – скорость потока (m/c); c – длина хорды профиля (m); S – площадь крыла или профиля (m^2). При $C_m < 0$ профиль обладает статической устойчивостью, то есть, момент стремится вернуть его в исходное положение при увеличении угла атаки. При $C_m > 0$ наблюдается статическая неустойчивость, что может вызывать трудности в управлении. В точке, в которой C_m соответствует нейтральной устойчивости, отсутствует вращающий момент.

На рис. 8 проанализировано аэродинамическое поведение профиля S818 при различных числах Рейнольдса, в частности, зависимость коэффициента момента C_m от угла атаки α . График использовался для определения устойчивости профиля, момента начала отрыва потока и общего уровня эффективности.

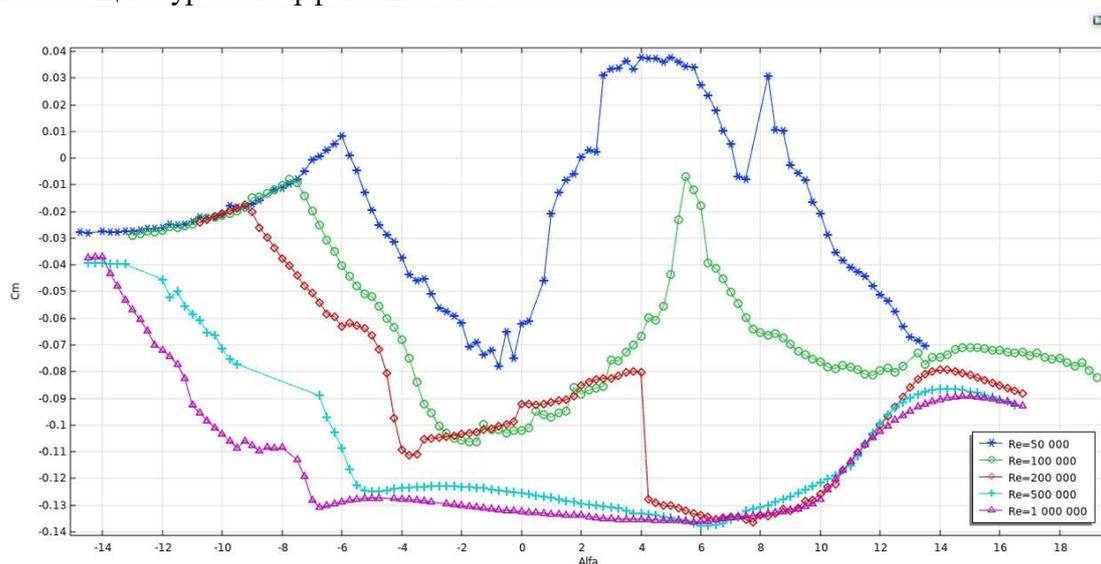


Рис. 8. Изменение коэффициента момента C_m в зависимости от угла атаки α при различных значениях числа Рейнольдса

Установлено, что с увеличением числа Рейнольдса, кривая C_m становится более сглаженной, а общая устойчивость профиля возрастает. В частности, при $Re=50000$ и $Re=100000$ наблюдаются резкие колебания кривой C_m , что свидетельствует о ламинарном отрыве потока и аэродинамической неустойчивости при низкоскоростных режимах.

Начиная с $Re=200000$, обтекание профиля становится более устойчивым, коэффициент момента стабилизируется. Особенно высокая устойчивость наблюдается при $Re=1000000$, где кривая C_m практически не изменяется, что указывает на достижение максимальной статической устойчивости.

Резкие изломы и изменение наклона на графике C_m указывают на начало отрыва потока. Для $Re=500000-100000$ отрыв происходит сравнительно рано – при углах атаки $\alpha \approx 4-6^\circ$, что снижает аэродинамическую эффективность. Однако при $Re=500000$ и выше отрыв задерживается до $\alpha \approx 12^\circ-14^\circ$, обеспечивая стабильную работу профиля даже при высоких нагрузках.

Следует отметить, что значения C_m остаются отрицательными для всех исследованных чисел Рейнольдса, что указывает на наличие статической устойчивости. При увеличении угла атаки аэродинамический момент уменьшается, обеспечивая стабильность и эффективное управление полётом или работой турбины.

В целом, профиль S818 предназначен для использования в ветроэнергетических установках и демонстрирует наилучшие рабочие характеристики при $R \geq 2000000$. Таким образом, профиль рекомендуется для применения в условиях средних и высоких чисел Рейнольдса, где обеспечивается высокая аэродинамическая эффективность и стабильность.

Заключение. В статье для моделирования обтекания аэродинамического профиля S818-NR использована стандартная модель турбулентности *SST k- ω* из пакета программ *Comsol Multiphysics*, где используется метод конечных элементов. Проанализированы поля скорости, коэффициенты давления и другие показатели.

Модель *SST k- ω* адекватно предсказывает как подъемную силу, так и сопротивление для профиля S818. Наилучшее совпадение с экспериментом наблюдается при углах атаки до 12–14°. Модель может эффективно применяться для численного аэродинамического анализа данного профиля в диапазоне средних углов атаки.

Исследование обтекания аэродинамического профиля S818-NR с использованием методов CFD дает инженерам и дизайнерам полезные данные. Эти данные могут быть использованы для того, чтобы повысить аэродинамическую эффективность, оптимизировать форму профиля и создавать более эффективные ветрогенераторы и летательные аппараты. Понимание аэродинамических характеристик профиля на уровне численного моделирования помогает в разработке инновационных технологий, направленных на разработку возобновляемых источников энергии для промышленности.

Профиль обладает низким аэродинамическим сопротивлением, что способствует экономии топлива и повышению скорости летательных аппаратов. Профиль разработан для минимизации турбулентности, что улучшает устойчивость и управляемость летательного аппарата.

Аэродинамический профиль S818-NR представляет собой высокоэффективное решение для дизайна лопастей ветрогенераторов. Его геометрические и аэродинамические свойства обеспечивают высокую подъемную силу, низкое сопротивление и отличное аэродинамическое качество, что делает его идеальным выбором для современных ветрогенераторов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Orozco Murillo W., Palacio-Fernande J. A., Patiño Arcila I. D., Zapata Monsalve J. S. & Hincapié Isaza J.A. Analysis of a Jet Pump Performance under Different Primary Nozzle Positions and Inlet Pressures using two Approaches: One Dimensional Analytical Model and Three Dimensional CFD Simulations // *Journal of Applied and Computational Mechanics*. 2020, No.6 (Special Issue), pp.1228-1244.
- [2] Hadad K., Eidi H. R. & Mokhtari J. VOC level control by ventilation improvement of Flexography printing room using CFD modeling // *Journal of Applied and Computational Mechanics*. 2017, No.3(3), pp.171-177.
- [3] Евсеев Д. Ю., Овчинникова О. К. Численное моделирование обтекания аэродинамического профиля и лопасти ветрового колеса // *Аэрокосмическая техника и технологии*. 2023. Т. 1. № 1, стр. 117–130.
- [4] Бузыкин О.Г., Казаков А.В., Шустов А.В. Численное моделирование аэродинамических характеристик малоразмерного летательного аппарата // *Ученые записки ЦАГИ*. Том XLI, 2010, №5, стр. 21-32
- [5] Тарасов А.И. Численное исследование особенностей обтекания вертолетных профилей в эксплуатационном диапазоне изменения углов атаки и чисел Маха // *Труды МАИ*. 2023, № 131.
- [6] Приходько А.А. Режимы обтекания аэродинамических профилей / А.А. Приходько, О.Б. Полевой, А.А. Пилипенко, И.И. Липатов, Р.Я. Тузакаев // *Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии*. - Днепропетровск: НППК "Триакон". 2012, Вып. 2 (10), стр. 138 - 143.
- [7] Hamzah M. Jaffara, Laith Al-Sadawia, Abdulkareem Khudhaira, Till Biedermann. Aerodynamic Characteristics Evaluation of S-Series Airfoils // *Engineering and Technology Journal*, 2023, Vol. 41, pp. 1-14.
- [8] Feng J. et al. Effect of synthetic jet parameters on flow control of an aerofoil at high Reynolds number // *Sādhanā*. 2019, Vol. 44, No. 8, article number 190.
- [9] Guerri O., Bouhadef K., Harhad A. Turbulent Flow Simulation of the NREL S809 Airfoil // *Wind Eng.* 2006, Vol. 30, No. 4, pp. 287–301.
- [10] Shijie Z., Xin Y., Dajun Y. Analysis of Turbulent Separated Flows for the NREL Airfoil Using Anisotropic Two-Equation Models at Higher Angles of Attack // *Wind Eng.* 2001, Vol. 25, No. 1, pp. 41–53.
- [11] Bertagnolio F., Sorensen N., Johansen J., Fuglsang P. Wind turbine airfoil catalogue // RISO.2001, RISOE-R-1280 (EN).
- [12] Du Z., Selig M. The effect of rotation on the boundary layer of a wind turbine blade // *Renew. Energy*. 2000, Vol. 20, No. 2, pp. 167–181.
- [13] Hu D., Hua O., Du Z. A study on stall-delay for horizontal axis wind turbine // *Renew. Energy*. 2006, Vol. 31, No. 6, pp. 821–836.
- [14] Chaviaropoulos P.K., Hansen M.O.L. Investigating Three-Dimensional and Rotational Effects on Wind Turbine Blades by Means of a Quasi-3D Navier-Stokes Solver // *J. Fluids Eng.* 2000, Vol. 122, No. 2, pp. 330–336.
- [15] Fuglsang P., Bak C. Development of the Risø wind turbine airfoils // *Wind Energy*. 2004, Vol. 7, No. 2, pp. 145–162.
- [16] Li X. et al. Large thickness airfoils with high lift in the operating range of angle of attack // *J. Renew. Sustain. Energy*. 2014, Vol. 6, No. 3, P. 033110.
- [17] Turbulence modeling Resource. NASA Langley Research Center. URL: <http://turbmodels.larc.nasa.gov>.
- [18] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA J.* 1994, Vol. 32, No. 8, pp. 1598–1605.
- [19] Kral L.D. Recent experience with different turbulence models applied to the calculation of flow over aircraft components // *Prog. Aerosp. Sci.* 1998, Vol. 34, No. 7–8, pp. 481–541.

- [20] Catalano P., Amato M. An evaluation of RANS turbulence modelling for aerodynamic applications // *Aerosp. Sci. Technol.* 2003, Vol. 7, No. 7, pp. 493–509.
- [21] Tulapurkara E.G. Turbulence models for the computation of flow past airplanes // *Prog. Aerosp. Sci.* 1997, Vol. 33, No. 1–2, pp. 71–165.
- [22] Guilmineau E., Piquet J., Quentey P. 2D Turbulent viscous flow simulation past airfoil at fixed incidence // *Computers and Fluids.* 1997, Vol. 26, pp. 135–162.
- [23] Sorensen N. N., Michelsen J.A. Drag prediction for blades at high angle of attack using CFD // *ASME J. Solar Energy Engineering.* 2004, Vol. 126, pp. 1011–1016.
- [24] Sorensen N. N., Michelsen J. A., Schreck, S., Navier-Stokes Predictions of the NREL Phase VI rotor in the NASA Ames 80ft x 120 ft wind tunnel // *Wind Energy.* 2002, Vol. 5, pp. 151–169.

Дата поступления
14.05.2025

Muzaffarov S.A. Zamonaviy turbulentlik modellari asosida S818-NR aerodinamik profilning oqib o'tilishini sonli modellashtirish.

Annotatsiya. Maqolada S818-NR aerodinamik profilning tovush tezligidan past tezlikdagi havo oqimi bilan 0° dan 20° gacha bo'lgan ataka burchaklari oqib o'tilishini sonli modellashtirishning natijalari taqdim etilgan. Hisoblashlar COMSOL Multiphysics dasturiy muhitida chekli elementlar usuli orqali bajarilgan bo'lib, oqimning murakkab turbulent xususiyatlarini inobatga oluvchi SST $k-\omega$ (Shear Stress Transport $k-\omega$) turbulentlik modeli qo'llanilgan. Tadqiqot doirasida bosim, bo'ylama va vertikal tezlik komponentalari, shuningdek ko'taruvchi kuch kabi aerodinamik parametrlar bo'yicha sonli natijalar olingan. Reynolds sonining turli qiymatlarida olingan natijalar taqqoslanib, tahlil qilingan, obyekt parametrlarining oqim strukturasi shakllanishiga ta'siri chuqurroq yoritilgan. Modellashtirish natijalari eksperimental ma'lumotlar bilan yaxshi mos kelgan, bu esa tanlangan turbulentlik modeli va hisoblash yondashuvining ishonchligini tasdiqlaydi. Modellashtirish parametrlarini tanlash va natijalarni tahlil qilish usullariga alohida e'tibor qaratilgan. Olingan ma'lumotlar aerodinamik profillar atrofida turbulent oqimlarning xususiyatlarini chuqur anglash imkonini beradi hamda aerodinamika va shamol energetikasi qurilmalarini loyihalashda aniq va ishonchli muhandislik yechimlarini ishlab chiqish uchun foydalanilishi mumkin.

Kalit so'zlar: Navye–Stoks tenglamalari; uzilishli oqim; SST $k-\omega$ modeli; Comsol Multiphysics; sonli tajriba, tajriba natijalari.

Muzaffarov S.A. Numerical modeling of the flow around the S818-Nr aerodynamic profile based on modern turbulence models.

Abstract. This article presents the results of numerical simulations of the flow around the S818-NR airfoil in subsonic airflow at angles of attack ranging from 0° to 20° . The computations were carried out using the finite element method in the COMSOL Multiphysics software package, employing the SST $k-\omega$ (Shear Stress Transport) turbulence model to address the complexities of turbulent flow. The study provides numerical results for various parameters, including pressure, longitudinal and transverse velocity components, as well as lift force. A comparative analysis was conducted for different Reynolds numbers, enabling a deeper understanding of how flow parameters affect the flow structure. The simulation results showed good agreement with experimental data, confirming the reliability and adequacy of both the chosen turbulence model and numerical approach. Special attention was given to the setup of simulation parameters and the methods used for analyzing the results obtained. The findings contribute to a better understanding of turbulent airflow characteristics around airfoils and can be applied to the development of more accurate and reliable engineering solutions in aerodynamics and wind turbine design.

Keywords: Navier–Stokes equations, separated flow, SST $k-\omega$ model, COMSOL Multiphysics, computational experiment, experimental data.

УДК 631.358: 633.511

**РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА НАСЫЩЕНИЯ ХЛОПКА-СЫРЦА
МЕЛКИМИ СОРНЫМИ ЧАСТИЦАМИ ПРИ ДВИЖЕНИИ В
ПНЕВОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЕ ХЛОПКОУБОРОЧНЫХ МАШИН**

Йулдашев А.Т., Кулдошев Д.А.

*Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева, Ташкент, Узбекистан
E-mail: don_02@mail.ru*

Аннотация. В статье приведен анализ засоренности хлопка-сырца машинного сбора. Проанализирована насыщаемость хлопка-сырца мелкими сорными частицами при транспортировке в пневмотранспортной системе хлопкоуборочной машины. Составлена модель сблизения мелких сорных частиц с пучками хлопка-сырца при движении из приемной камеры в бункер хлопкоуборочной машины. На основании составленной модели построены графики с использованием среды программирования MathCAD-15. Также составлена модель проникновения мелких сорных частиц в пряжи летучек. На основании проведенных численных расчетов по разработанной модели определено, что с увеличением скорости мелких сорных частиц и их массы увеличивается глубина проникновения сорных частиц в пряжки волокна. Результаты численных исследований по разработанной модели подтвердили достоверность экспериментальных исследований. На основании анализов численных исследований даны рекомендации для уменьшения засоренности бункерного хлопка-сырца.

Ключевые слова: разработка модели, мелкие сорные частицы, пряжи летучек, засоренность хлопка-сырца, воздушные потоки, концентрация, пневмотранспортная система, среда программирования, насыщаемость долек хлопка, численные исследования

Введение. Одной из важнейших задач при машинном сборе является повышение качества собранного хлопка-сырца, то есть уменьшение засоренности. С увеличением засоренности хлопка-сырца увеличивается кратность обработки хлопка на хлопкообрабатывающих предприятиях, что приводит к увеличению себестоимости получаемого волокна. Кроме этого, за счет увеличения коротких волокон уменьшается штапельная длина, что приводит к снижению покупной цены конечной продукции.

Как правило, механическими повреждениями являются повреждения кожуры семян, через которую видно ядро семени (сквозные проколы кожуры, раковины), дробление, трещины. Механическое повреждение семян является нежелательным пороком, так как при дженировании хлопка-сырца увеличиваются пороки волокна (кожица семян с волокном), которые трудно очищаются.

Главной задачей разработчиков хлопкоуборочных машин является сохранение природных свойств хлопка-сырца при его сборе. Неизбежные механические воздействия рабочих органов машин на кусты хлопчатника приводят к повышению засоренности урожая при машинном сборе. Причем, чем выше степень механического воздействия на растения хлопчатника, тем выше засоренность. Исходная засоренность хлопка-сырца значительно влияет на качество продукции хлопкообрабатывающей и текстильной промышленности. В связи с этим, ГОСТом O'zDst 6152008 установлена предельная засоренность хлопка-сырца машинного сбора, равная 10%. Согласно ГОСТу при определении засоренности хлопка-сырца учитывается процентное содержание минеральных и органических примесей. К минеральным примесям относят: землю, песок, пыль. К органическим примесям относят: частицы листка, околоцветника, цветка, створок коробочек, стебля, а также засохшие, гнилые и ломкие дольки хлопка-сырца, волокна которых не имеют прочности. На засоренность хлопка-сырца при машинном сборе влияет множество факторов, в том числе, связанные с самой хлопкоуборочной машиной и агрофоном хлопкового поля.

Изучением засоренности машинного сбора занимались ученые из САИМЭ, ТашПИ, ТИИИМСХ, ТИТЛП, ГСКБ по машинам для хлопководства, ИМСС АН РУз и других организаций. Однако до настоящего времени проблема уменьшения засоренности хлопка-сырца при машинном сборе не потеряла своей актуальности. В последнее время авторами опубликованы работы, связанные с повышением качества хлопка-сырца машинного сбора [1-14].

Авторами [15] исследована динамика изменения засоренности хлопка-сырца в процессе сбора его уборочным аппаратом и последующей транспортировкой в бункер. Они показали, что насыщение хлопка-сырца сорными примесями происходит, в основном, в рабочей зоне захватывания и извлечения долек хлопка из коробочек (51.98%), и за счет внедрения в него частей кустов хлопчатника, собранных в пространстве между барабанным щитком и движущейся поверхностью шпиндельного барабана (35.59%). Часть сора подсасывается приемными камерами (11.19%). Авторами установлено, что в морфологическом составе сора содержание мелкого сора в рабочей зоне составляет 2.05%, в транспортном коридоре - 2.18%, в бункере машины - 4.46%.

Цель исследования – разработка модели сближения и проникновения мелких сорных частиц внутрь пучка хлопка при движении в пневмотранспортной системе, численные исследования и выдача рекомендаций для снижения общей засоренности хлопка-сырца

Материалы, методы и объект исследования. Проведены расчетно-численные исследования закономерности сближения и проникновения мелких сорных частиц внутрь пучка хлопка при движении в пневмотранспортной системе хлопкоуборочных машин. Для проведения численных расчетов и построения графиков использована среда программирования MathCAD-15.

Результаты и обсуждение. Для определения сближения долек хлопка с мелким сором принимаем модель, которая показана на рис.1.

Исследуем насыщаемость хлопка-сырца сорными частицами в трубопроводе пневмотранспортной системы. Согласно рис.1 для моделирования движения хлопка и мелких сорных частиц в трубопроводе пневмотранспортной системы принимаем следующие показатели [16]:

L – расстояние от приемной камеры до бункера ($L= 4.5-5.0$ м); ℓ – расстояние сближения сорных частиц с дольками хлопка; $\Delta\ell$ – расстояние от сорных частиц до дольки хлопка ($\Delta\ell=0.5-1.2$ м); m_d – масса дольки хлопка $m_d=1,0 \cdot 10^{-3}$ кг; m_{ci} – масса сорных частиц $m_{ci}=1,0 \cdot 10^{-6}$ кг; V_g – скорость воздушного потока, м/с; V_d – скорость дольки хлопка, м/с; V_{Ci} – скорость сорных частиц, м/с; V_{Sd} – скорость витания дольки хлопка, м/с; V_{SCi} – скорость витания мелких сорных частиц, м/с.

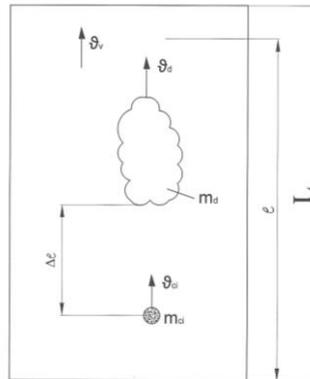


Рис.1. Модель движения дольки хлопка и мелких сорных частиц

Скорость дольки хлопка и мелких сорных частиц определяем следующим образом:

$$V_d = V_g - V_{Sd}, \quad (1)$$

$$V_{Ci} = V_g - V_{SCi}. \quad (2)$$

Согласно автору [17], экспериментальная и расчетная скорости витания дольки хлопка составляют: $V_d = 4,69 - 5,02$ м/с.

Пусть t_0 – время сближения мелких частиц с дольками хлопка при прохождении расстояния ℓ , а расстояние от приемной камеры до бункера равно L .

Время сближения t_0 для дольки:

$$\frac{\ell}{V_d} = t_0, \quad (3)$$

для мелких сорных частиц:

$$\frac{(\Delta\ell + \ell)}{V_{Ci}} = t_0. \quad (4)$$

Приравняв выражения (3) и (4), получим:

$$\frac{\ell}{V_d} = \frac{(\Delta\ell + \ell)}{V_{Ci}}, \quad (5)$$

отсюда:

$$\ell = \frac{V_d \cdot \Delta\ell}{(V_{Ci} - V_d)}, \quad (6)$$

$$\ell = \frac{(V_g - V_{Sd}) \cdot \Delta\ell}{V_{Sd} - V_{SCi}}. \quad (7)$$

Для проведения численного исследования согласно выражению (7) принимаем следующие значения: скорость воздуха $V_g = 18 - 24$ м/с, скорость витания сорных частиц $V_{SCi} =$

0.3 м/с, скорость витания дольки $V_{sd} = 4.69 - 5.02$ м/с, расстояние от сорных частиц до дольки хлопка $\Delta\lambda = 0.3 - 2$ м [17]. С учетом использования вышеприведенных данных построен график в среде программирования MathCAD 15, который представлен на рис.2.

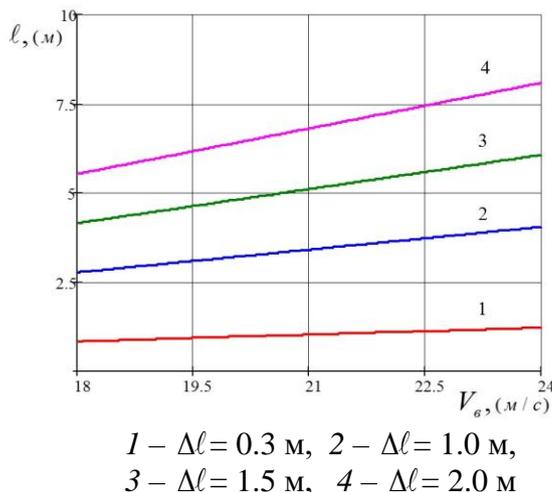


Рис. 2. График изменения расстояния сближения l (м) сорных частиц с дольками хлопка в зависимости от скорости воздуха $V_{в}$ (м/с) при различных значениях расстояния от сорных частиц до дольки хлопка-сырца $\Delta\lambda$ (м)

Анализируя графики на рис.2, видим, что при изменении скорости воздушного потока $V_{в} = 18 - 24$ м/с и расстояния мелких сорных частиц до долек хлопка-сырца $\Delta\lambda = 0.3 - 2$ м, расстояние сближения мелких частиц с дольками хлопка-сырца составляет $l = 0.83 - 8.08$ м. Если длину пневмотранспортной системы выбрать равной 4 м, тогда при скорости движения воздушного потока $V_{в} = 24$ м/с сорные частицы, находящиеся на расстоянии 1 м от долек хлопка, достигают поверхности хлопка-сырца, и тем самым, насыщая хлопок-сырец, увеличивают засоренность бункерного хлопка.

Для разработки модели проникновения мелких сорных частиц внутрь дольки хлопка необходимо определить скорость сближения мелких сорных частиц, движущихся к пучку хлопка сырца. С увеличением скорости воздушного потока $V_{в}$ увеличивается расстояние l сближения мелких частиц с дольками хлопка-сырца. Это приводит к уменьшению насыщенности долек хлопка сорными частицами. Однако увеличение скорости воздушного потока связано с увеличением скорости вращения ротора центробежного вентилятора, что приводит к повышению повреждаемости семян хлопка-сырца при взаимодействии с крыльчаткой вентилятора.

Известно, что скорость движущихся мелких сорных частиц $V_{сч}$ в воздушной среде определяется по формуле:

$$V_{сч} = V_{в} - V_{Sci}. \quad (8)$$

Скорость мелких сорных частиц массы в $1 \cdot 10^{-6}$ кг согласно экспериментальным данным [17] составляет $V_{Sci} = 0.2 - 0.3$ м/с. Определяем скорость движущегося пучка $V_{пх}$ хлопка-сырца:

$$V_{пх} = V_{в} - V_{sx}, \quad (9)$$

где: V_{sx} – скорость витания пучка хлопка, м/с.

Определяем скорость сближения сорных частиц $\Delta V_{сop}$ к пучку хлопка-сырца:

$$\Delta V_{сop} = V_{сч} - V_{пх} = (V_{в} - V_{Sci}) - (V_{в} - V_{sx}) = V_{sx} - V_{Sci}. \quad (10)$$

Согласно экспериментальным данным автора [17] принимаем $\Delta V_{сop} = 4.7 - 6.8$ м/с. Принимаем модельные мелкие сорные частицы в форме параллелепипеда массой $1 \cdot 10^{-6}$ кг, плотностью сора $\gamma_c = 1.5 \cdot 10^3$ кг/м³ [18], которые двигаются в воздушной среде с меньшим поперечным сечением против воздушного потока.

Модель расчетной схемы пряди летучки и приближающихся сорных частиц представлена на рис.3. Пучок волокон рассматриваем как упругий элемент, обладающий массой, равномерно распределенной по длине.

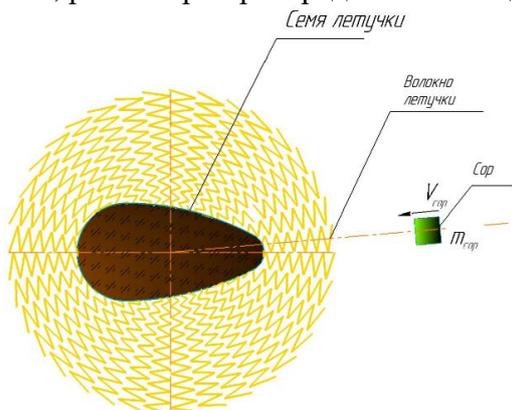


Рис.3. Модель расчетной схемы пряди летучки и приближающихся сорных частиц

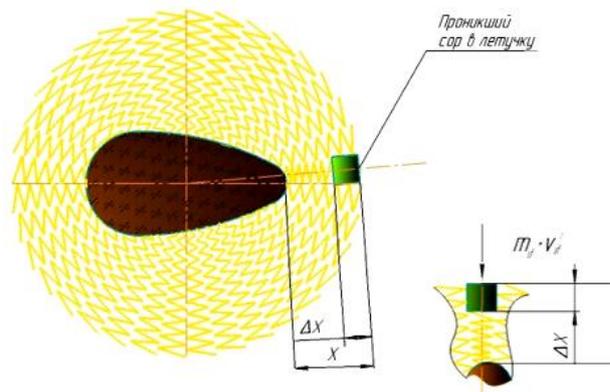


Рис.4. Пряди летучки с проникшими сорными частицами с указанным сечением

На рис.3 представлены пряди летучки хлопка, которые проникли в массу сорного элемента. Глубину проникновения сора внутрь пряди волокон определяем следующим образом:

$$\Delta x = \sqrt{\frac{m \cdot V_{сop}^2}{\kappa}}, \quad (11)$$

где: $V_{сop}$ – скорость сближения сора с пучком хлопка, принимаем равной $V_{сop} = 1-8$ м/с; m – масса сора, принимаем равной $m = (1-20) \cdot 10^{-6}$ кг; κ – коэффициент жесткости, который из-за связи сорной примеси с волокнистым материалом находится в широких пределах (от 10 до 200 Н/м) [19], однако для дольки хлопка-сырца принимаем равным $\kappa = 30$ Н/м, так как по мере сближения к семенам дольки хлопка, жесткость волокон увеличивается.

На рис.4 представлен график влияния скорости сорных частиц на глубину проникновения в пряди летучки; здесь принимаем следующие значения: $m = 1 \cdot 10^{-6}$ кг, $\kappa = 30$ Н/м, $V_{сop} = 1-8$ м/с согласно выражению (11).

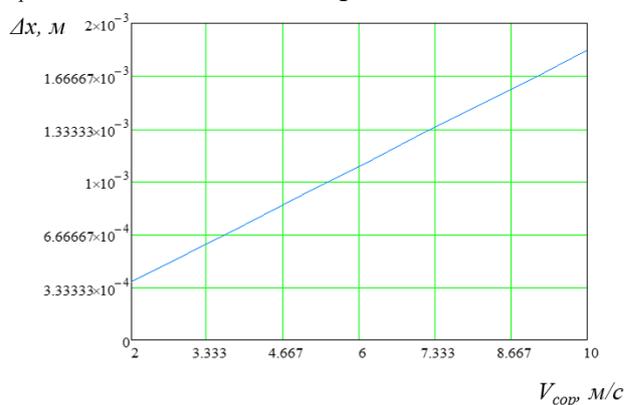


Рис.5. Влияние скорости сорных частиц на глубину проникновения в пряди летучки

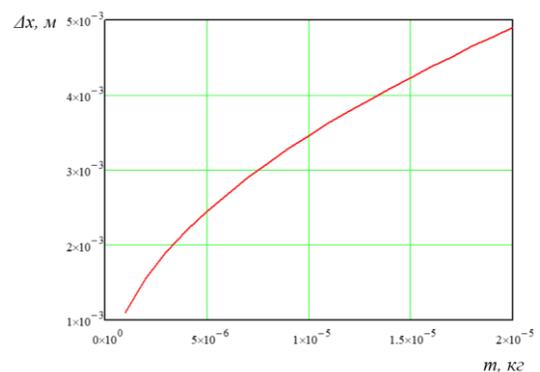


Рис.6. Влияние массы сорных частиц на глубину проникновения в пряди летучки

Из рис.4 видно, что с увеличением скорости сорных частиц пропорционально увеличивается проникновение их в пряди летучки.

Принимая значения $\Delta V_{сop} = 6$ м/с, $\kappa = 30$ Н/м, $m = (1-20) \cdot 10^{-6}$ кг, и согласно выражения (10) построим график влияния массы сорных частиц на глубину проникновения в пряди летучки (рис.6).

Из рис.6 видно, что с увеличением массы сорных частиц также увеличивается глубина проникновения в пряди летучки. Для подтверждения полученных результатов по разработанной модели проведены экспериментальные исследования.

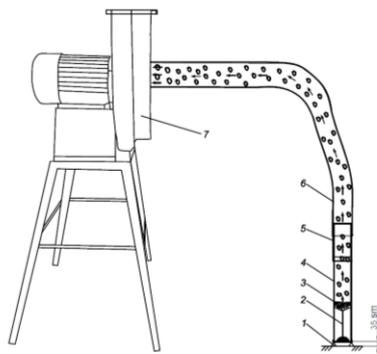


Рис.7. Схематическое представление стеклянной трубы для исследования сближения сорных частиц с хлопком-сырцом: 1 – подставка трубы для обеспечения подсоса воздуха, 2 – держатель пучков хлопка-сырца и мелкого сора, 3 – пучок хлопка-сырца, 4 – стеклянная труба, 5 – пластмассовая труба, 6 – гофра, 7 – центробежный вентилятор

На рис.7 представлено схематическое изображение стеклянной трубы для исследования сближения сорных частиц с хлопком-сырцом. На данном стенде методика проведения исследования осуществляется в следующем порядке: в стеклянной трубе 4 разместим пучок хлопка-сырца с мелкими сорными частицами, расстояние между которыми составляет 0.15 м, подсос воздуха обеспечивается за счет зазора в подставке 1. Перед запуском центробежного вентилятора подготавливается видеосъемка (телефонный аппарат) движения хлопка-сырца и сорных частиц. Затем запускается центробежный вентилятор, под действием которого в стеклянной трубе осуществляется всасывание хлопка-сырца и мелких сорных частиц. При помощи специальной программы MOVAVI Video Editor Plus 20.4.0 проводится анализ видеосъемки сближения хлопка-сырца с мелкими сорными частицами.

С использованием стеклянной трубы (рис.7) проведены экспериментальные исследования для определения сближения сорных частиц с хлопком-сырцом, результаты которых представлены на рис.8.

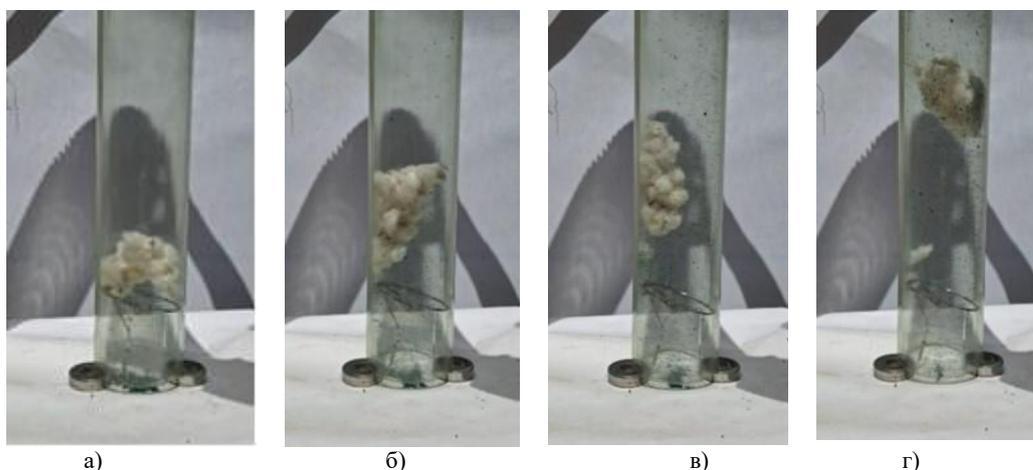


Рис.8. Кинетика сближения мелких сорных частиц с пучками хлопка-сырца: а – исходное состояние при $t = 0$ с, б – перемещение в течение $t = 0,024$ с, в – перемещение в течение $t = 0,048$ с, г – перемещение в течение $t = 0,072$ с

Анализ кинетики (рис.8) показывает, что, сближаясь с пучком хлопка-сырца, сорные частицы соударяются и легко проникают внутрь хлопка сырца, так как хлопок-сырец пори-

стый и рыхлый. В результате создаются условия для более глубокого проникновения мелких сорных частиц внутрь хлопка-сырца. Также анализ рис.8 показывает, что определенная часть мелких сорных частиц сцепляется с хлопком-сырцом, а другая часть обгоняет пучки хлопка-сырца, двигаясь в пространстве между пучком хлопка-сырца и стеклянной трубой. При турбулентном движении воздушного потока формы пучков хлопка постоянно меняются, что подтверждается кинетикой сближения мелких сорных частиц с пучками хлопка-сырца, показанной на рис.8.

Согласно проведенным экспериментам важно отметить, что чем выше концентрация мелких сорных частиц в воздушном потоке, тем больше насыщаемость хлопка-сырца сорными частицами. Таким образом, анализ полученных фотографий кинетики сближения мелких сорных частиц с дольками хлопка подтверждает адекватность выше разработанных моделей механизма насыщения мелкими сорными частицами долек хлопка при движении в пневмотранспортной системе хлопкоуборочной машины.

Заключение. В результате проведенных расчетно-численных и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработанная модель сближения сорных частиц с дольками хлопка-сырца в пневмотранспортной системе хлопкоуборочной машины подтвердила, что сорные частицы, находящиеся на расстоянии 1.0 м от долек хлопка, сблизившись воздушным потоком с хлопком, насыщают его, легко проникая в его внутреннюю область, и тем самым повышают засоренность бункерного хлопка.

2. Для уменьшения насыщаемости хлопка-сырца мелкими сорными частицами необходимо уменьшить концентрацию мелких сорных частиц в воздушно-хлопковой смеси при движении в пневмотранспортной системе.

3. Для уменьшения засоренности бункерного хлопка-сырца машинного сбора необходимо разработать конструктивно-технологические решения, обеспечивающие минимизацию концентрации сорных частиц в хлопко-воздушной среде пневмотранспортной системы хлопкоуборочных машин.

Статья выполнена за счет бюджетного финансирования Института механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева Академии наук Республики Узбекистан.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ризаев А.А., Глуценко А.Д., Йулдашев А.Т., Абдуллаев А.Т. Методика расчетной оценки засоренности хлопка, собранного горизонтально-шпиндельными хлопкоуборочными аппаратами (ГША) // Журнал «Естественные и технические науки». Москва. 2002, № 2 (2), стр. 81-85.
- [2] Протокол №10-2013(605) сравнительных испытаний хлопкоуборочной машины МХ-1,8 с составными универсальными шпинделями (по договору №45-2013 (ИС) от августа 2013 г.). Гульбахор. 2013, стр. 18-19.
- [3] Матчанов Р.Д. Хлопкоуборочные машины 1929-2010 гг. Ташкент. 2011, 353 с.
- [4] Ризаев А.А., Маликов З.М., Йулдашев А.Т., Кулдошев Д.А. и др. Анализ пневмотранспортной системы хлопкоуборочной машины МХ-2,4 / Сборник статей по материалам LIV Международной научно-практической конференции «Инновационные подходы в современной науке». Москва, 2019. № 18(54). стр. 65-70.
- [5] Yuldashev A.T., Kuldoshev D.A. U-shaped receiving chamber of cotton harvesters with improved characteristics / International Conference on Actual Problems of Applied Mechanics, 2022. Vol. 2637(1), pp. 030015.
- [6] Патент № FAP 01827 от 28.02.2022 (опубликован в бюллетене №3 от 31.03.2022 г.). Матчанов Р.Д., Ризаев А.А., Йулдашев А.Т., Маликов З.М. и др. Центробежный вентилятор для транспортировки хлопка в хлопкоуборочной машине.
- [7] Матчанов Р.Д., Йулдашев А.Т., Кулдошев Д.А., Астанов Б.Ж., Маликов Б.З., Джураева Н.Б. Исследование U-образной приемной камеры с боковым отводом для вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины // Scientific-Technical Journal (STJ FerPI, ФарПИ ИТЖ, НТЖ ФерПИ). 2023, Т.27, № 6, стр. 49-56.
- [8] Matchanov R.D., Yuldashev A.T., Kuldoshev D.A., Juraeva N.B. Numerical study of fine debris particles approaching raw cotton in pneumatic conveyor system of cotton harvester / Сборник материалов международной конференции: механика, сейсмостойкость, машиностроение по проблемам обеспечения сейсмической безопасности и сейсмостойкости зданий и сооружений, решению прикладных задач механики? посвященная 90-летию академика АН РУз Т.Р. Рашидова, 27-29 мая 2024. Т.III. стр. 293-298.
- [9] Drai A.A., Balabanov V.I. The technology of mechanized cotton harvesting using the MX-1,8 cotton harvesting machine // Bulletin. 2015, No. 6, pp. 7-11.
- [10] 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.

- [11] 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.
- [12] 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.
- [13] Matchanov R, Yuldashev A, Kuldoshev D, Juraeva N, Urinov A. Numerical and experimental study of the raw cotton saturation with fine trash in the pneumatic conveyor system of a cotton harvester / E3S Web of Conferences 494, AEES-2023, 2024. Pp. 04039.
- [14] Норкузиёв О.С. Разработка модели оценки повреждаемости хлопка горизонтально-шпиндельными аппаратами хлопкоуборочных машин: Автореф. дисс. на соискание уч. степ. к.т.н. Янгйюль. 2003. – 16 с
- [15] Nekhoroshev V., Namadzhanova D.M., Karabaev B.E. Dynamics of impurity saturation of raw cotton when it is collected by machine // Journal Mechanization of cotton growing. 1988, Vol. 10, pp. 13-14.
- [16] Матчанов Р.Д., Ёулдашев А.Т., Кулдошев Д.А., Джурсаева Н.Б. О диаметре трубопровода в пневмотранспортной системе хлопкоуборочной машины всасывающего типа // Журнал “Проблемы механики”. 2024, № 2, стр. 3-7.
- [17] Ёулдашев А.Т. Научно-технические решения пневмотранспортной системы хлопкоуборочной машины со сменными уборочными аппаратами: Дисс. на соискание уч. степ. д.т.н. (DSc). Ташкент. 1970. – 176 с.
- [18] Ризаев А.А., Глуценко А.Д., Ёулдашев А.Т., Абдуллаев А.Т. Методика расчетной оценки засоренности хлопка, собранного горизонтально-шпиндельными хлопкоуборочными аппаратами (ГША) // Журнал «Естественные и технические науки». 2002, № 2(2), стр. 81-85.
- [19] Lebedev D.A., Korabelnikov A.R., Korabelnikov R.V. Mechanism for removing weeds during the cleaning process // Textile Industry Technology. 2009, Vol 318(4), pp. 27-31.

Дата поступления
12.05.2025

Yuldashev A.T., Qo'ldoshev D.A. Paxta terish mashinalarining pnevмотransport tizimida harakatlanayotgan paxta xomashyosini mayda iflos zarrachalar bilan to'yinish mexanizmi modelini ishlab chiqish.

Annotatsiya. Maqolada mashinada terilgan paxta xomashyosining iflos zarrachalari bilan to'yinish jarayoni tahlil qilingan. Paxta terish mashinasining qabul kamerasidan bunkerga qadar harakatlanayotgan mayda iflos zarrachalarning paxta bo'laklari bilan yaqinlashishi modeli tuzildi. Tuzilgan model asosida MathCAD-15 dasturlash muhitidan foydalanib grafiklar qurildi. Shuningdek, paxta bo'laklarini to'la tutamiga mayda iflos zarrachalarining kirib borish modeli ishlab chiqildi. Ishlab chiqilgan model bo'yicha o'tkazilgan sonli hisoblashlar asosida mayda iflos zarrachalarining tezligi va ularning massasi ortishi bilan tola tutamlariga iflos zarrachalarning kirish chuqurligi ortishi aniqlandi. Ishlab chiqilgan model bo'yicha sonli tadqiqotlar natijalari eksperimental tadqiqotlarning ishonchligini tasdiqladi. Sonli tadqiqotlar tahlillari asosida bunkerdagi paxta xomashyosining iflosligini kamaytirish bo'yicha tavsiyalar berildi.

Kalit so'zlar: modelni ishlab chiqish, mayda iflos zarrachalar, paxta bo'lakchalari, paxta iflosligi, havo oqimlari, konsentratsiya, pnevмотransport tizimi, dasturlash muhiti, paxta bo'lakchalarining to'yinganligi, raqamli tadqiqotlar.

Yuldashev A.T., Kuldoshev D.A. Development of a model for the mechanism of raw cotton saturation with fine impurities during movement in the pneumatic conveying system of a cotton-harvesting machine.

Abstract. This article presents an analysis of contamination in machine-harvested raw cotton. The study investigates how fine trash particles saturate raw cotton during its transportation through the pneumatic conveying system of a cotton harvester. A model was developed to describe how fine impurities approach clusters of raw cotton as they move from the receiving chamber to the storage hopper of the cotton harvester. Using the MathCAD-15 programming environment, graphs were created based on this model. Additionally, a simulation model was developed to examine the penetration of fine trash particles into cotton fiber strands. Numerical calculations derived from the model indicated that an increase in the velocity and mass of fine trash particles results in a greater depth of penetration into the cotton fiber bundles. The findings from the numerical simulations validated the experimental results. Based on the analysis of these numerical studies, recommendations were made to reduce the contamination level of raw cotton in the hopper.

Keywords: model development, fine trash particles, cotton fiber bundles, raw cotton contamination, pappus, concentration, pneumatic conveying system, programming environment, cotton segment saturation, numerical analysis.

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ ВЕРТИКАЛЬНО-ШПИНДЕЛЬНОЙ ХЛОПКОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Норкузиев О.С.

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

Аннотация. Статья посвящена методу расчета динамической нагрузки фрикционной передачи вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата, анализу динамики торможения шпинделя при изменении направления его вращения (при соударении ролика шпинделя с ремнем обратного вращения и колодкой) и съёму при максимальном контакте с намоткой хлопка в процессе работы. На основе методов аналитической геометрии и кинематики механизма, совершающего сложное плоскопараллельное движение, была решена обобщенная задача торможения шпинделя уборочного аппарата, которая позволила анализировать процесс нагружения ремня прямого вращения и колодки обратного вращения. В среде программирования "Mathcad" построены графики, описывающие закономерности изменения линейной и угловой скоростей вращения шпинделя с намоткой и без намотки хлопка при заданных скоростных режимах работы хлопкоуборочной машины.

Ключевые слова: хлопкоуборочный аппарат, рабочая камера, барабан, шпиндель, эпициклическое вращение, траектория, угловая скорость, контактное углубление, щетка съёмника, торможение.

Введение. Одним из основных требований к механизированной уборке урожая является то, что в процессе машинного сбора, при съёме хлопка с кустов шпинделями и его транспортировании в бункер хлопкоуборочной машины (ХУМ), хлопковое волокно не должно повреждаться рабочими органами уборочного аппарата и терять при этом свои ценные текстильные качества. Как известно, качество хлопкового волокна, собираемого ХУМ, напрямую зависит от параметров рабочих органов (барабан, шпиндель, съёмник, воздушная транспортная камера и фрикционная передача), которые непосредственно контактируют с хлопком и совершают вращательные движения в процессе работы. Шпиндель и съёмник, являющиеся основными рабочими органами хлопкоуборочной машины, вращаясь, наматывают на себя хлопок, который далее снимается съёмниками. В вертикально-шпиндельном хлопкоуборочном аппарате с эпи-гипоциклоидным механизмом вращение шпинделя в рабочей зоне осуществляется с помощью фрикционной колодки обратного вращения. При высокой урожайности хлопчатника колодка испытывает повышенные нагрузки. Чтобы избежать повреждений и гарантировать надёжную работу устройства, нужно провести расчёты динамической нагрузки фрикционной передачи.

Материалы, методы и объект исследования. Расчетные исследования 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. Для повышения эффективности работы хлопкоуборочной машины существенное значение имеют технологические и технические решения, касающиеся торможения при изменении направления вращения шпинделей вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата. В связи с этим проведем расчетное исследование динамической нагрузки фрикционной передачи вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата на основании ранее выполненных работ [1, 2, 3] и следующих материалов исследования:

- анализ технологического процесса работ вертикально-шпиндельной уборочной машины с фрикционной передачей при эпи-гипоциклическом движении шпинделя;
- вывод уравнения динамических напряжений фрикционной передачи в рабочей зоне и в зоне съёма при эпи-гипоциклическом движении шпинделя уборочного аппарата;

- создание программы для ЭВМ на основе расчетной модели динамики нагружения в трансмиссиях вертикально-шпиндельного аппарата (ВША) и сравнение расчетной модели динамики нагружения с экспериментальными данными.

1. В процессе работы аппаратов хлопкоуборочной машины шпиндели [1, 2] в результате взаимодействия с колодками прямого и обратного вращения совершают вращательные движения, дважды реверсируемые за оборот барабанов (рис.1). В моменты реверса шпиндели испытывают динамическое воздействие в виде последовательности чередующихся торможений и ускорений. Их форма зависит от конструкции, параметров и условий закрепления привода, скоростей вращения барабанов и массовых моментов инерции шпинделей. Торможения, характеризующие взаимодействия между ремнями привода и шпинделями, являются технологически необходимыми и обусловлены структурной особенностью хлопкоуборочных аппаратов. Эти торможения неизбежно вызывают появление вибраций (возможен выход ремня из ствола из-за динамических нагрузок) в элементах конструкции машины.

Среди динамических нагрузок в витках захватывающего элемента составного шпинделя хлопкоуборочной машины преобладают изгибные нагрузки, которые обусловлены воздействием инерционных сил, возникающих при реверсе шпинделя на колодках прямого и обратного вращения. Поэтому при расчете на циклическую прочность захватывающего элемента, совершающего относительно стержня шпинделя крутильные колебания, возникла необходимость аналитического представления кинематического взаимодействия со шпинделем, отражающего достаточную для практических целей точность реального характера явлений, возникающих на шпинделе в момент его соударения с приводными колодками.

Построим анализ траектории циклического движения шпинделя и щеток съёмника хлопкоуборочного аппарата с эпи-гипоциклическим направлением вращения шпинделей в зоне съёма (рис. 1). Методика исследований включает теоретические вопросы кинематики движения шпинделя и съёмника ВША как эпи- и гипоциклоидального планетарного механизма. Основными узлами вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин являются уборочные аппараты, состоящие из вертикально расположенных барабанов с вертикально расположенными по их периферии шпинделями. Шпиндели размещены в специальных гнездах, взаимодействующих с механизмами (ремень и колодка барабана) их прямого и обратного вращения.

Рассмотрим технологию работы исследуемого эпи- и гипоциклического механизма вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата (рис.1). При движении хлопкоуборочной машины кусты хлопчатника 5 попадают в рабочую камеру и сжимаются с двух сторон барабанами 6; вращающиеся шпиндели 1 посредством колодки 3 прямого вращения захватывают хлопок-сырец, извлекают его из коробочек 5 и наматывают на себя. При дальнейшем вращении шпиндельного барабана 6 хлопок-сырец шпинделями 1 переносится в зону съёма к приводу ремня 2, где направление вращения шпинделей меняется на противоположное, частично хлопок-сырец снимается со шпинделя самосбросом (от центробежных сил), частично съёмниками 4 и подается в приемную камеру, откуда воздушным потоком через вентилятор попадает в бункер хлопкоуборочной машины.

Технологический процесс работы вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата как движущихся звеньев сателлита гибкого планетарного механизма разделяется

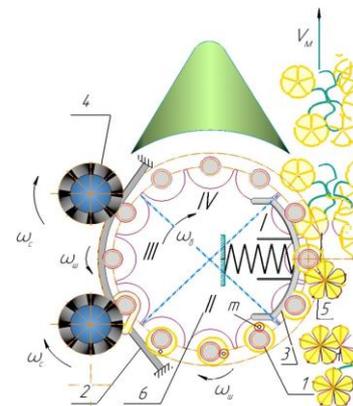


Рис.1. Технологическая схема работы эпи- и гипоциклического механизма вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата

на четыре сектора. На рис.1 показаны сектора эпициклоидальной (I) траектории движения точек сателлита в рабочей зоне и гипоциклоидальной (III) траектории движения в зоне съема хлопка-сырца уборочным аппаратом в зависимости от угла поворота водила барабана, а также сектора в переходной зоне съема (II) и рабочей зоне (IV).

2. Для анализа динамических напряжений фрикционной передачи в рабочей зоне и зоне съема составим два параметрических уравнения для определения силы торможения, а также линейной и угловой скоростей торможения водила и сателлита планетарного механизма.

Согласно кинематической схеме вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата по выбранным координатным осям (барабана и шпинделя) (рис. 2), составим уравнение движения ролика шпинделя при торможении.

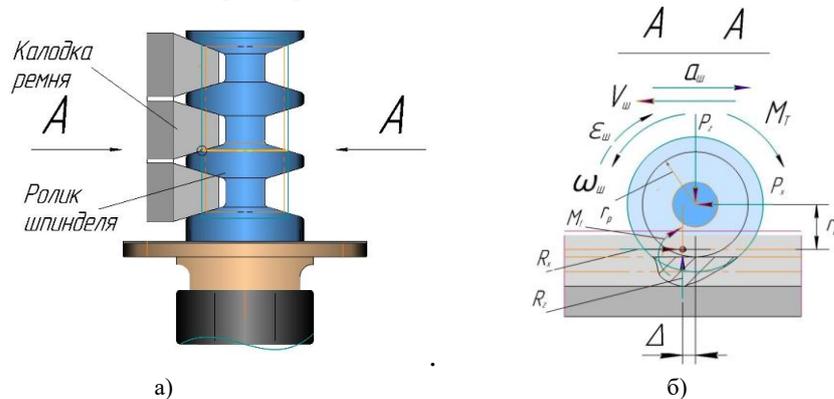


Рис. 2. Торможение дискового ролика шпинделя при соударении привода ремня (а), расчетная модель ролика шпинделя и ремня шпиндельного барабана (б)

Рассмотрим тормозной режим качения ролика, при котором на ролик действует крутящий момент, вектор которого направлен противоположно направлению вектора угловой скорости ролика, а в движение он приводится толкающей силой (от инерции вращения).

Для моделирования примем:

$M_u = J_r \cdot \varepsilon_w$ – инерционный момент шпинделя ($H \cdot m$); J_r – момент инерции шпинделя ($кг \cdot м$); M_f – момент сопротивления качению ($H \cdot м$); r_w – радиус вращения ролика ($м$); ε_w – угловое ускорение шпинделя ($рад/с^2$); ω_w – угловая скорость шпинделя ($рад/с$); v_w – линейная скорость шпинделя ($м/с$); $P_z = G_z$ – горизонтальная сила (нагрузка на ролик от натяжения резины ремня и колодки (N)), действующая со стороны колодки на диск ролика; P_x – продольная толкающая сила, действующая на движение (N); Δ – снос вертикальной реакции в движении, обусловленный изменением направления силы внутреннего трения в ремне по отношению к направлению деформации; R_z – реакция опоры (N); $M_k = P_x r_d$ – крутящий момент шпинделя; R_x – продольная реакция (N); $M_T \approx G_z r_d$ – тормозной момент шпинделя.

Составим уравнения баланса сил и моментов, отображенных на расчетной схеме (рис.2):

$$\sum P_z = 0; P_z = R_z, \sum P_x = 0; P_x = R_x,$$

$$M_f = R_z \cdot \Delta; M_u = J \cdot \varepsilon, M_T + M_f - M_u - P_x \cdot r_d = 0$$

$$J \cdot \varepsilon = M_T + M_f - P_x \cdot r_d, P_x - R_x - ma = 0, ma = P_x - R_x, P_x = \frac{R_z \Delta}{r_d} \approx R_z \cdot \mu$$

Для рассматриваемой модели коэффициент трения между роликами и колодками постояен, а тормозной момент изменяется только при изменении массы шпинделя с хлопком, приложенной к колодке. Кроме того, нагрузка, действующая на резину колодки, и полученный эффективный радиус качения фиксированы. Трение между роликами и колодкой изменяется в соответствии с единственным коэффициентом скольжения. Таким образом, изменение момента трения и ускорение торможения определяются коэффициентом трения через

скорость скольжения. Ускорение шпинделя определяется разницей между моментом трения и тормозным моментом. При этих предположениях динамика привода и скольжения может быть исследована через изменения тормозного давления и модель трения-скольжения, соответственно. Торможение шпинделя уборочными аппаратами возникает в процессе работы. При торможении роликами шпинделя теряется энергия, накопленная машиной при вращательном движении барабана ВША. Шпиндели вращаются от фрикционного рабочего органа ремнем и колодками барабана, где создаются моменты трения.

Уравнение движения ролика (1) шпинделя при торможении может быть получено из тягового баланса (рис. 2). Уравнение движения шпинделя при торможении принимает следующий вид:

$$\begin{cases} m \dot{v} = P_x - R_x, \\ J \dot{\omega} = P_x r_d - M_T - M_f, \end{cases} \quad (1)$$

где m – масса шпинделя; $\dot{v} = a$ – ускорение шпинделя; $\dot{\omega} = \varepsilon$ – угловое ускорение шпинделя.

Решим первую часть уравнения (1) и определим линейную скорость торможения шпинделя в следующем порядке: $m \dot{v} = P_x - R_x$

Принимаем производную: $m \frac{dv}{dt} = P_x - R_x$.

Умножим обе части уравнения на dt : $m dv = (P_x - R_x) dt$.

Получаем уравнение с разделяющимися переменными $M(v)dv = N(t)dt$.

Интегрируем обе части уравнения: $\int v dv = \int \frac{P_x - R_x}{m} dt$.

Вычисляем полученный интеграл: $v = \frac{(P_x - R_x)t}{m} + C$ и получаем решение уравнения

при $C = v - \frac{(P_x - R_x) \cdot t}{m}$.

Тогда, $v = \frac{(P_x - R_x) \cdot t}{m}$.

Решаем вторую часть уравнения (1) и определяем угловую скорость торможения шпинделя в следующем порядке. $J \frac{d\omega}{dt} = P_x r_d - M_T - M_f$.

Разделим обе части уравнения на J : $\frac{d\omega}{dt} = \frac{P_x r_d - M_T - M_f}{J}$.

Умножим обе части уравнения на dt : $d\omega = \frac{(P_x r_d - M_T - M_f)}{J} dt$.

Получим уравнение с разделяющимися переменными: $M(\omega)d\omega = N(t)dt$.

Интегрируем обе части уравнения: $\int d\omega = \int \frac{P_x r_d - M_T - M_f}{J} dt$

Вычисляем полученные интегралы: $\omega = \frac{(P_x r_d - M_u - M_f) \cdot t}{J} + C$.

Решение дифференциального уравнения при $C = \omega + \frac{(M_u + M_f - P_x r_d) \cdot t}{J}$, тогда

$\omega = \frac{(P_x r_d - M_T - M_f) \cdot t}{J}$.

Тогда при $t=0$; $\varphi=0$ принимаем:

$$\begin{cases} v = \frac{(P_x - R_x) \cdot t}{m} \\ \omega = \frac{(P_x r_d - M_T - M_f) \cdot t}{J} \end{cases} \quad (2)$$

Решая уравнение (1), получим в виде (2) изменения скорости (линейной и угловой) торможения шпинделя. На рис. 5. изображена скорость шпинделя при торможении.

Качающийся ролик в точке его контакта с резиновой поверхностью воспринимает продольные силы, силу тяги, силу сопротивления качению или тормозную силу. Между роликом и резиновыми колодками возникает относительное перемещение, называемое проскальзыванием (рис.3). Проскальзывание обозначают буквой u и определяют следующим соотношением:

$$u = \frac{v_l + \omega_u r_d}{v_l}, \quad (3)$$

где v_l – линейная скорость ролика; r_d – динамический радиус ролика; ω_u – угловая скорость ролика.

Перейдем к краткому рассмотрению принципа работы сцепления ролика и ремня, основанного на поддержании узкого диапазона продольного скольжения ролика, при котором обеспечивается высокое значение коэффициента продольного сцепления μ .

Относительно ролика коэффициент продольного сцепления μ определяется как отношение продольной силы P_x к нормальной силе P_z или вертикальной нагрузке, приходящейся на рассматриваемый ролик (рис.2).

При торможении коэффициент продольного сцепления μ вычисляется по формуле:

$$\mu = \frac{P_x}{P_z}. \quad (4)$$

Например, при торможении вертикальная нагрузка на ось возрастает (от намотанного хлопка, деформации витого элемента), поэтому в формулу подставляем дополнительную нагрузку со знаком плюс, и наоборот, при разгоне – со знаком минус. Величину дополнительной силы определяем, составив уравнение статики.

Аналитическая зависимость для коэффициента сцепления имеет следующий вид [5, 6]:

$$\mu(u) = \left(\mu_{\max} \left(1 - e^{-\mu_1 u} \right) - \mu_2 \cdot u \right) \left(e^{-\mu_3 u \cdot v} \right), \quad (5)$$

где μ_{\max} – максимальное значение трения, μ_1 – форма трения, μ_2 – разница между максимальным значением и значением при $u=1$ при трении, μ_3 – значение характеристики материала и условия трения. Диаграмма $\mu-u$ представлена на рис.3.

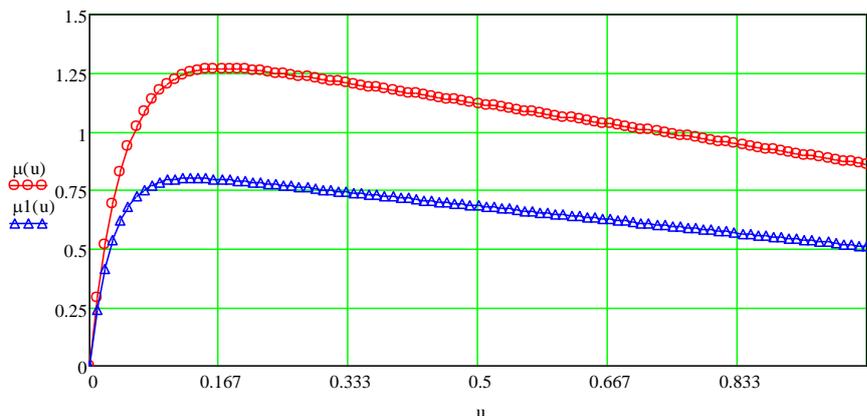


Рис.3. График продольного скольжения в зависимости от коэффициента сцепления качения (коэффициент сцепления ролика с опорной поверхностью колодки шпиндельного барабана при 0.8 (Δ) и 1.3(о))

3. Рассмотрим процесс моделирования ролика в тормозном режиме при контакте с поверхностью колодки барабана ВША. Для уточнения исследования динамики торможения шпинделя сравним расчеты экспериментальных исследований Хусаинова Р.Э. и Коростылева И.А. [5], и Коростылева И.А. и представим результаты в таблицах 2 и 3.

Для уточнения исследования динамики торможения шпинделя сравним расчеты с экспериментальных исследований Хусаинова Р.Э. и Коростылева И.А. (табл. 2 и 3) [5]

Для расчета используем прикладные пакеты программ «Mathcad» и следующие расчетные значения [3]: радиус ролика шпинделя $r_k=12.5$ мм и радиус шпиндельного барабана $R_b=146$ мм, угловую частоту вращения барабана $\omega_b=10.5$ рад/с, частоту вращения шпинделя в зоне съема (гипоциклическая) $\omega_{ш} = 100.0$ рад/с, угловую скорость вращения шпинделя в рабочей камере, при которых получили зависимости угловых скоростей и ускорения шпинделя от угла поворота шпиндельного барабана (табл.2). Момент инерции трех видов шпинделей (рис. 4): нарезной шпиндель $J_{ce}=1.4$ кг·см², составной серийный $J_{cac}=2.2$ кг·см² и нарезной экспериментальный шпиндель с диаметром 29.5 мм $J_{эк}=3.5$ кг·см². Усилия натяжения пружин прямого ремня $G_p=150$ Н* и колодки обратного вращения примерно равны $G_k= 80$ Н и они создают крутящий момент шпинделю [5].

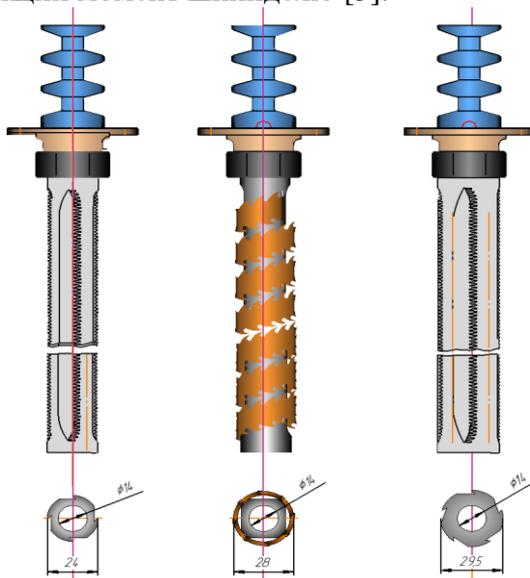


Рис.4. Конструкции шпинделей, с которыми проводились экспериментальные исследования (нарезной серийный, составной серийный, нарезной экспериментальный)

Предварительные данные для примеров расчета изменений угловой скорости торможения шпинделей представим в табл.1.

Таблица 1

Расчетные параметры торможения шпинделя

№	Нарезной серийный	Составной серийный	Нарезной экспериментальный
$\omega_{ш}$, рад/с	98	86	68
$\varepsilon_{ш}$, рад/с ²	9300	6900	4800
J_k , кг·см ²	1.4	2.2	3.5
$m_{ш}$, кг	1.4	1.8	2.4
$v_{ш}$, м/с	1.5	1.5	1.5
Δ , мм	1.2	1.3	1.4
G_p , Н	140	140	140

Расчетная формула изменения угловой скорости при торможении шпинделя имеет следующий вид:

$$\omega_{ш}(t) = \omega_{ш} - \frac{\mu \cdot (M_k - M_T - M_f) \cdot t}{J_k}.$$

Расчетная формула изменения скорости при торможении шпинделя имеет следующий вид:

$$v_{mi}(t) = v_{ui} - \frac{\mu \cdot (P_x - R_x) \cdot t}{m}$$

В диапазоне $t=0 \dots 0.07$ с.

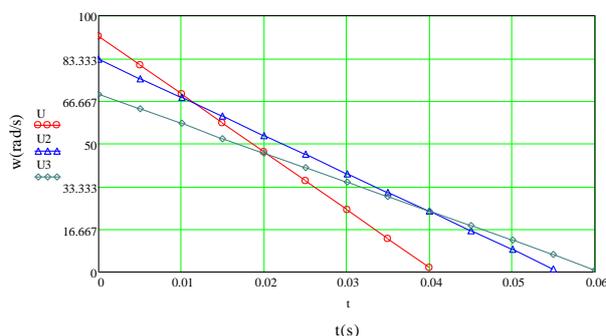


Рис.5. График изменения скорости при торможении ролика шпинделя, определенный расчетным путем

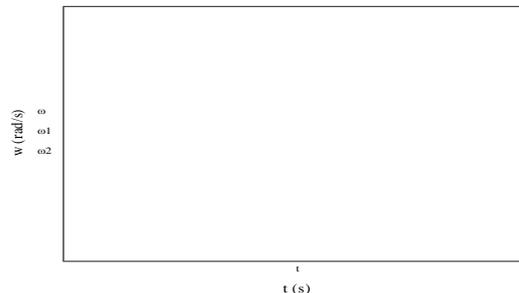


Рис.6. График изменения скорости при торможении ролика шпинделя, полученный экспериментальным путем (Таблица 1)

Расчетным путем в системе «Mathcad» получен график кривых скоростей торможения шпинделя (рис.5), где видны расчетные значения угловой скорости, незначительно отличающиеся от экспериментальных (рис.6). Такое приближение, как показывают эксперименты, затрачивается на реверс шпинделя, определяющий импульс силы. Нельзя выразить произведение угла торможения и разгона шпинделя (длительного импульса) через максимальное значение импульса силы (табл. 2).

По результатам экспериментальных исследований установлены максимальные угловые ускорения торможения серийного шпинделя при соударении с колодками обратного вращения $\varepsilon_{min} = 11400$ рад/с², а максимальное угловое ускорение торможения серийного шпинделя при соударении с ремнями обратного вращения равно $\varepsilon_{min} = 9300$ рад/с².

Таблица 2

Результаты экспериментальных исследований [5] тормозного ускорения различных шпинделей (при соударении с колодкой и ремнем обратного вращения) ВША

№	Угол поворота барабана α град	Время		Тип шпинделя и угловое ускорение в рад/с ²		
		t, с	t ² , с ²	Серийный нарезной	Серийный составной	Нарезной Ф-29,5мм
Ремни прямого вращения						
1	0	0	0	9300	6900	4800
2	5	0.0083	0.0069	7000	5100	4000
3	10	0.0166	0.00276	2700	3300	3300
4	15	0.025	0.00625	570	1600	2100
5	20	0.0333	0.0111	10	550	1200
6	25	0.0416	0.0173	-	150	530
7	30	0.05	0.025	-	-	200
Колодка обратного вращения						
8	0	0	0	11000	8800	6200
9	5	0.0083	0.0069	6800	5900	4700
10	10	0.0166	0.00276	2000	2500	3400
11	15	0.025	0.0625	50	600	1800
12	20	0.0333	0.0111	-	80	940
13	25	0.0416	0.0173	-	-	320
14	30	-	-	-	-	-

Из графика (рис.5) видно, что с увеличением инерционных масс шпинделей угол их торможения на колодках возрастает, а зоны установившихся движений шпинделей на ко-

лодках прямого вращения и колодках обратного вращения уменьшаются. Так, для нарезного шпинделя 29.5 мм зона установившегося движения составляет примерно половину зоны прямого вращения, что может отрицательно повлиять на процесс сбора хлопка машиной. Таким образом воздействие шпинделя на колодку барабана хлопкоуборочных машин совпадает с практической непрерывной функцией времени в виде экспоненты нормального распределения Гаусса. Экспериментальные точки и полученные прямые линии подтверждают предположение о нормальном распределении значений угловых ускорений шпинделя в пределах угла торможения.

Таблица 3

Расчетные результаты экспериментальных исследований [5] ВША

№	Тип шпинделя			
		Серийный нарезной	Серийный составной	Нарезной Ф 29.5мм
1	Ремень прямого вращения			
2	$\max \ddot{\alpha}, \text{рад}/\text{с}^2$	8400	6400	4600
3	$\gamma, \text{с}$	0.0111	0.0154	0.02
4	$\beta_{\tau}, \text{град}$	20.1	27.8	36.1
5	$\varphi, \text{рад}/\text{с}$	256	265	240
6	Мг, Н.м	1.265	1.53	1.7
7	Сила удара в Н.	1.188	2.49	3.294
	Колодка обратного вращения			
8	$\max \ddot{\alpha}, \text{рад}/\text{с}^2$	10900	7940	5250
9	$\gamma, \text{с}$	0.0745	0.11	0.165
10	$\beta_{\tau}, \text{град}$	13.5	19.9	31.9
11	$\varphi, \text{рад}/\text{с}$	212	242	270
12	Мг, Н.м	1.55	1.95	2.20
13	$\alpha_p + \alpha_k \text{ с}^{-1}$	235	240	235
14	Сила удара в Н.	0.52	1.06	3.55

В табл. 3, α_p и α_k являются суммой углов установившихся угловых скоростей шпинделей на колодках прямого и обратного вращения, которые получены из анализа циклограмм угловых перемещений. Различие экспериментальных значений сумм φ – угловых скоростей шпинделей можно объяснить различием приведенных радиусов и состояния поверхностей качения роликов, а также моментов трения в оборотах шпинделя; γ – константа с размерностью времени, β_{τ} – угол торможения шпинделя.

Заключение.

1. В технологическом процессе взаимодействия хлопка с эпициклическим вращением шпинделя в рабочей камере разработана динамическая модель торможения ролика шпинделя во время соударения с колодками. Эта модель использует решение систем уравнений, описывающих динамические явления торможения шпинделей с колодками в рабочей зоне и ремнем обратного вращения в зоне съема, а также их движение между рабочими зонами.

2. Проведен анализ экспериментальных расчетов, дана оценка торможения шпинделя от импульсного удара ремня обратного вращения, описанная Хусаиновым Р.Э. и Коростылевым И.А.

3. Разработана программа в системе «Mathcad» и проведена сравнительная оценка расчетных и экспериментальных исследований динамики торможения шпинделя в технологическом процессе (рис.5) работы с эпигипоциклическими вращающимися шпинделями в рабочей камере ВША.

4. Установлены параметры, характеризующие формы импульсов сил шпинделя на колодке обратного вращения $P_{ниш} = 0.52 \text{ Н}$, $P_{сш} = 1.1 \text{ Н}$, $P_{нэш} = 3.5 \text{ Н}$ и ремня барабана $P_{ниш} = 1.18 \text{ Н}$, $P_{сш} = 2.49 \text{ Н}$, $P_{нэш} = 3.29 \text{ Н}$.

Статья выполнена за счет бюджетного финансирования Института механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева Академии наук Республики Узбекистан.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Сабликов М.В. Хлопкоуборочные машины. Москва. Агропромиздат, 1985, 151с.
- [2] Ковган А.П. Исследование и технологические основы расчета хлопкоуборочных машин. Москва. Машгиз, 1953, 165 с.
- [3] Глуценко А.Д., Ризаев А.А. Моделирование динамических взаимодействий долек хлопка и шпинделей в хлопкоуборочных аппаратах. Ташкент. Фан, 1995, 131 с.
- [4] Кузнецов Ю.В. Сцепные качества автомобильных шин и дорожных покрытий. Учебник. Москва. МАДИ, 2022, 153 с.
- [5] Хусаинов Р.Э., Коростылев И.А. Кинематическое воздействие на шпиндель хлопкоуборочного аппарата и его аппроксимация непрерывной функцией времени // Хлопководство. 1983, №3, С. 13-17.
- [6] Литвинов А.С., Фаробин Я.У. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. Учебник. Москва. Машиностроение, 1989, 240 с.
- [7] Мансуров У.Х. Обоснование технологических схем и оптимизация параметров рабочих органов хлопкоуборочных машин. Дисс. на соискание уч. степ. д.т.н. (DSc). Ленинград, 1988. -333 с.

Дата поступления
14.03.2025

Norqo'ziyev O.S. Vertikal shpindelli paxta terim mashinasi (VShPM) friksion uzatmasi dinamik yuklanishining hisobi Annotatsiya. Maqola vertikal-shpindelli paxta terish mashinasi friksion yuritmasining dinamik yuklanishini hisoblash, uning aylanish yo'nalishini o'zgartirganda (shpindelning teskari aylanishi remeni va kolodka bilan to'qnashganda) tormozlanish dinamikasini tahlil qilish va yechgichning paxta o'rami bilan maksimal kontaktda yechish usuliga bag'ishlangan. Murakkab tekis-parallel harakatni bajaruvchi mexanizmning analitik geometriyasi va kinematikasi usullari asosida terim apparati shpindeli tormozlashning umumlashtirilgan muammosi hal qilindi, bu esa shpindelni oldinga aylantirish yuritmasi remeni va teskari aylantirish yuritmasi kolodkasining yuklanish jarayonini tahlil qilish imkonini berdi. "Mathcad" dasturi yordamida paxta terish mashinasi-ning belgilangan tezlik rejimlarida shpindelga paxta o'ralgan va o'ralmagan holda aylanishning chiziqli va burchak tezligining o'zgarishi qonuniyatlari asosida tormozlanish jarayonini tavsiflovchi grafiklar tuzildi.

Kalit so'zlar: paxta terish mashinasi, ish kamerasi, baraban, shpindel, epitsiklik aylanish, trayektoriya, burchak tezligi, kontaktli botish, yechgich cho'tkasi, tormozlanish, yechgich yuritmasi.

Norkuziev O.S. Calculation of dynamic loading of the friction transmission of a vertical spindle cotton picker

Abstract. This article focuses on calculating the dynamic load of the friction transmission in a vertical-spindle cotton harvesting machine. It analyzes the dynamics of spindle braking when the direction of rotation changes, particularly when the spindle roller collides with the reverse-rotation belt and shoe. Additionally, it addresses the removal of cotton fibers that accumulate during operation. Using principles of analytical geometry and kinematics of mechanisms performing complex plane-parallel motion, a generalized problem of harvester spindle braking was solved. This analysis allowed for a detailed examination of the loading process on both the forward-rotation belt and the reverse-rotation shoe. In the Mathcad programming environment, graphs were plotted to illustrate the patterns of change in both linear and angular velocities of spindle rotation, with and without cotton fibers wound, at specified operational velocity modes of the harvester.

Keywords: cotton harvester, working chamber, drum, spindle, epicyclic rotation, trajectory, angular velocity, contact depression, doffer brush, braking.

УДК 621.869.4

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ВИЛОЧНОГО ПОГРУЗЧИКА ЗА СЧЁТ УЛУЧШЕНИЯ ЕГО ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ

¹Бахадиров Г. А., ²Бердиев А.Н.

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

² Ташкентский химико-технологический институт, Ташкент, Узбекистан

E-mail: instmech@rambler.ru, Amon84_1@mail.ru

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы системы рулевого управления вилочных погрузчиков, используемых в промышленных отраслях, логистических центрах и складах, и предлагается проект усовершенствованной конструкции вилочного погрузчика. Аналитически и экспериментально проанализированы ширина полосы движения и радиусы поворота, необходимые для перевозки грузов разных габаритов в двух системах рулевого управления задними колёсами (система Аккермана и система рулевого управления трёхколесной машиной), а также проведено сравнение результатов.

Ключевые слова: вилочный погрузчик, радиус поворота, склад, проход, трёх- и четырёхколесная система рулевого управления.

Введение. Ширина полос движения вилочного погрузчика (ВП) является одним из основных показателей при проектировании промышленных предприятий, логистических центров и складов. По этой причине при расчёте ширины полос движения, в первую очередь, учитывают технические показатели существующих и выпускаемых ВП, то есть

проектируют их с учётом ширины полос движения, соответствующих моделям ВП [1]. Это, в свою очередь, позволяет эффективно использовать отведённую площадь.

При проектировании промышленных предприятий, логистических центров и складов учитывается, что ВП, перемещаясь по их проходам, будет поворачиваться на 90° вместе с грузом [2]. В этих местах, в основном, используются трёх- и четырёхколёсные ВП с противовесом [2]. В технических характеристиках выпускаемых ВП указана ширина полосы только для грузов, размещаемых на стандартных поддонах [3]. Стандартные поддоны бывают нескольких типов в зависимости от габаритных размеров и веса транспортируемых грузов, и для производства ВП, в основном, выбираются поддоны размерами 1200×800 или 1200×1000 мм. То есть, требуется, чтобы центр тяжести транспортируемого груза находился на расстоянии 500 или 600 мм от вертикальной плоскости вилок [4]. Увеличение этого расстояния снижает грузоподъемность ВП, а также может вызвать затруднения при перемещении или повороте ВП по стандартному проходу. Это, в свою очередь, требует наличие подъемно-транспортных машин, способных формировать гибкий радиус поворота и центр тяжести, обладающих высокой маневренностью при перевозке нестандартных грузов на узких полосах в различных сложных условиях.

В качестве решения вышеуказанных проблем на международном уровне был проведен ряд работ, в том числе, по разработке новой конструкции вилочной части ВП с фиксированной длиной [5], адаптивного шасси транспортного средства (изменение расстояний между передними и задними колесами) [6–8] и противовесов [9–12]. Также сегодня одним из актуальных вопросов стало использование автоматически управляемых ВП на промышленных предприятиях, особенно в местах, опасных для здоровья человека или на крупных холодильных складах [13]. Тем не менее, вопрос создания вилочных погрузчиков с высокой маневренностью, гибкими радиусами поворота и центром тяжести, способных перевозить нестандартные грузы в узких проходах в различных сложных условиях и транспортировать нестандартные грузы, остается актуальным.

Таким образом, актуальным является улучшение поворачиваемости ВП, которая позволит уменьшить ширину полосы движения погрузчика, следовательно повысит эффективность использования промышленных логистических центров и складов.

Для улучшения поворачиваемости ВП нами разработана новая конструкция ВП.

Новая конструкция ВП.

Грузонесущее устройство (вилка) ВП состоит из трех частей: горизонтальной, вертикальной частей и привода [14]. Горизонтальная часть имеет свойство возвратно-поступательного движения вдоль продольной оси ВП, см. рис. 1. Кроме того, грузоподъемный механизм также совершает возвратно-поступательное движение вдоль продольной оси ВП на платформе и полностью поднимает груз на платформу.

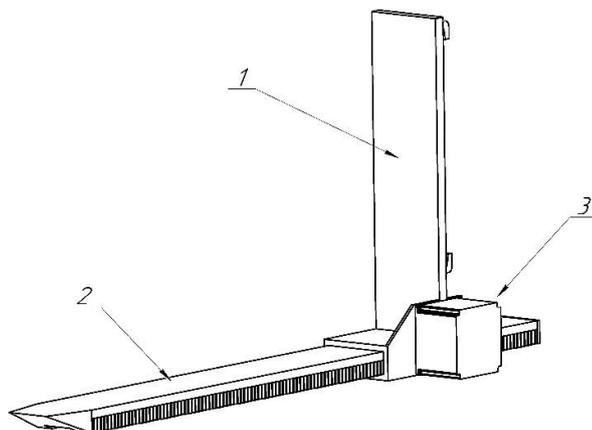


Рис. 1. Горизонтальная часть возвратно-поступательной вилки. 1 - вертикальная часть, 2 - горизонтальная часть и 3 - ходовая часть [14]

Фиксированная длина вилки составляет в среднем 30% от общей длины ВП [5]. Это увеличивает радиус поворота ВП и требуемую ширину полосы. Разработанная нами новая конструкция повышает эффективность работы ВП путем уменьшения его радиуса поворота [14]. На рис. 2 ниже показана экспериментальная модель предлагаемого ВП с полным приводом.

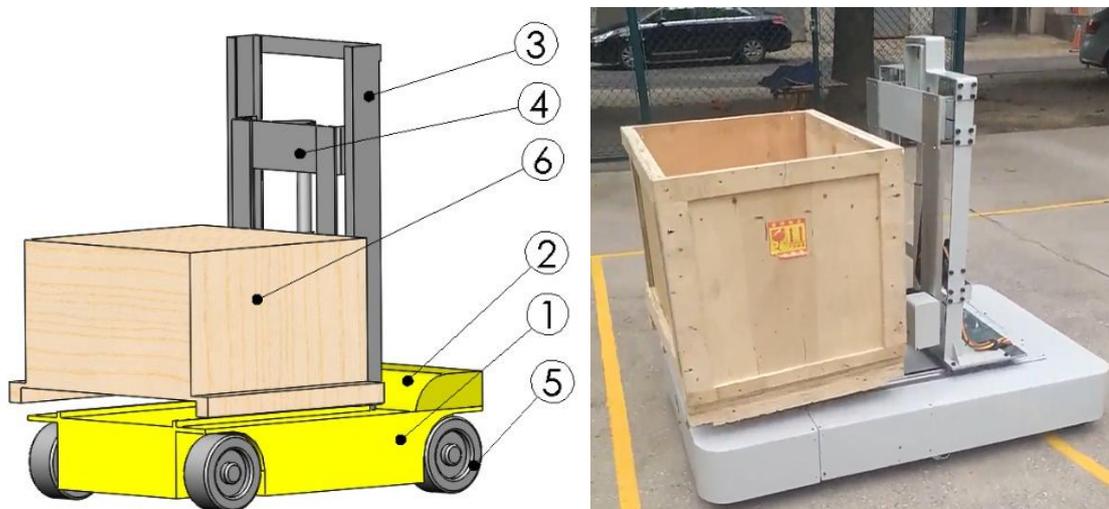


Рис. 2. Экспериментальная модель ВП. 1- платформа; 2- перекладина; 3- грузоподъемный механизм; 4- каретка с грузоподъемной вилкой; 5- колесо; 6- перемещаемый груз

При предлагаемой конструкции ВП подъем и транспортировка груза отличается от других ВП тем, что ВП подводится к транспортируемому грузу, грузоподъемный механизм перемещается вперед, вилы опускаются в положение подъема груза, горизонтальная часть вилок отводится назад и ВП поворачивается на 90° к грузу для подъема груза. Груз поднимается на платформу и снова поворачивается на 90° и перемещается по проходу к месту назначения.

Исследование ВП на поворачиваемость. В предлагаемом ВП транспортируемый груз полностью размещается на платформе, а его центр тяжести находится между колесами ВП. При этом длина машины сокращается до длины вилок и уменьшается радиус её поворота [5]. Схема движения ВП с грузом под углом 90° при размещении груза представлена на рис. 3.

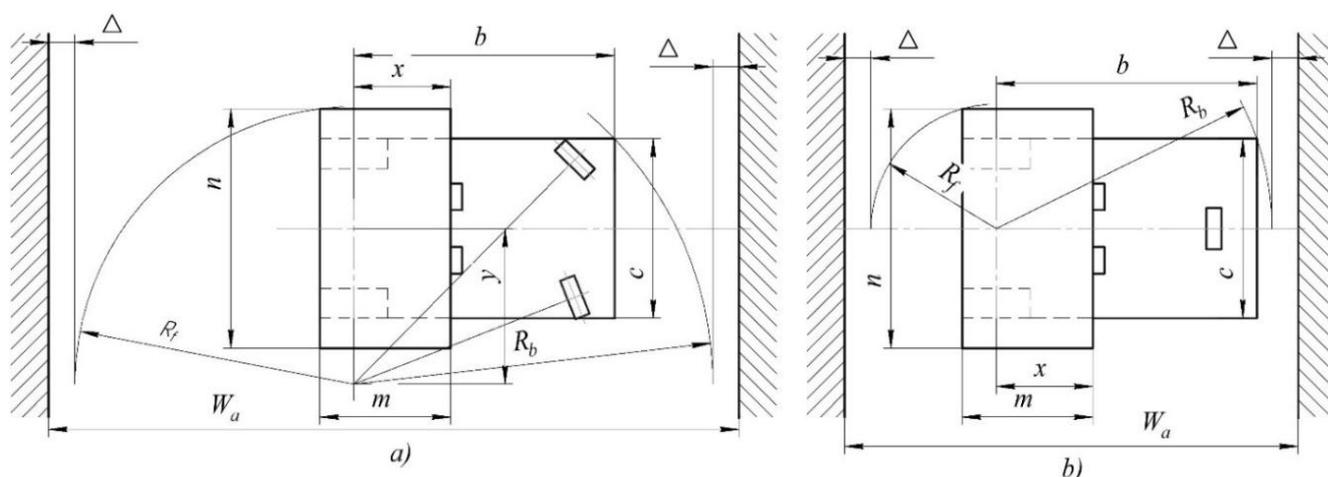


Рис. 3. Схема поворота ВП для размещения груза [5]: а) четырёхколесный; б) трёхколесный.

Учитывая радиус поворота четырёхколесного ВП, из рис. 3а, можно определить ширину полосы движения W_a по следующему выражению [5]:

$$W_a = \sqrt{\left(y + \frac{c}{2}\right)^2 + b^2} + \sqrt{(m-x)^2 + \left(y + \frac{n}{2}\right)^2} + 2\Delta \quad (1)$$

Для трёхколесного типа из рис. 3б, [5]:

$$W_a = \sqrt{\left(\frac{c}{2}\right)^2 + b^2} + \sqrt{(m-x)^2 + \left(\frac{n}{2}\right)^2} + 2\Delta, \quad (2)$$

где:

y - расстояние от оси симметрии ВП до центра вращения (точки пересечения осей передних колёс с перпендикулярами к задним колёсам);

c и b – конструктивные размеры ВП;

n и m – габаритные размеры перевозимого груза;

x – расстояние от передней оси до задней поверхности вилки;

Δ - допустимое расстояние между стеной прохода или полкой и ВП, на практике это расстояние принимается в пределах 100 - 150 мм;

R_b – радиус поворота сзади;

R_f – радиус поворота спереди.

Поскольку функцию рулевого управления выполняют задние колеса, в ВП требуется, чтобы скорость автомобиля при повороте направо или налево была небольшой, иначе автомобиль потеряет горизонтальное равновесие [15,16]. При повороте автомобиля направо или налево прямые, проведенные перпендикулярно осям продольной симметрии всех колес, должны пересекаться в одной точке O , это описывается законом Аккермана (рис. 4) [17].

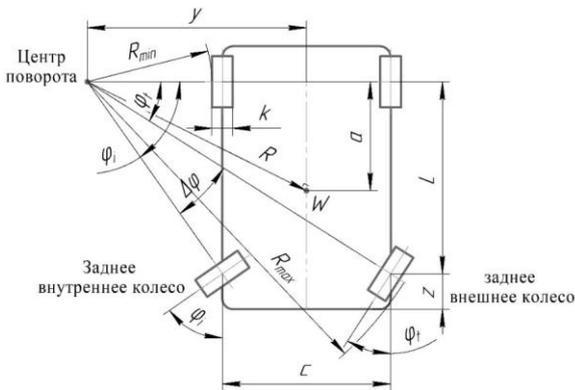


Рис. 4. Кинематическая связь между внутренними и внешними углами поворота колес эксплуатируемого ВП.

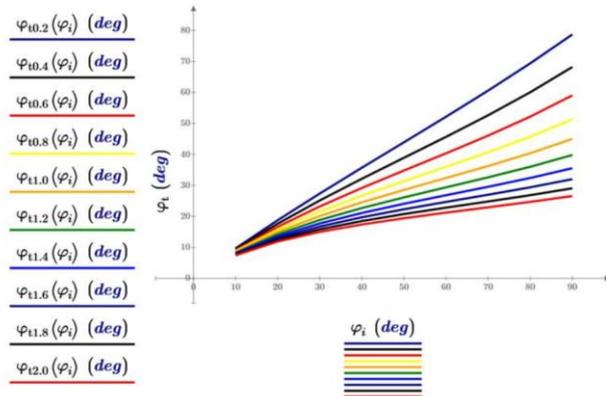


Рис. 5. Влияние изменения c/L положения на угол поворота (deg-градус) колес

На рис. 4 точка O , расположенная на расстоянии y от продольной оси ВП, является центром поворота автомобиля при повороте налево, а L - расстояние между передними и задними колёсами. Кинематическая связь между углами поворота φ_i (внутренний угол) и φ_e (внешний угол) колёс выражается следующим образом [17]:

$$ctg \varphi_i - ctg \varphi_e = \frac{c}{L} \quad (3)$$

Тангенс угла, образуемого задним внутренним колесом при повороте, выражается как отношение расстояния между передними и задними колесами к расстоянию от центра вращения ВП до центра внутреннего колеса (рис.4) и выражается следующим образом:

$$tg \varphi_i = \frac{L}{\left(y - \frac{c}{2}\right)}. \quad (4)$$

Тангенс угла, образуемого задним наружным колёсом при повороте, выражается как отношение расстояния между передними и задними колёсами к расстоянию от центра вращения ВП до центра внешнего колеса, соответственно:

$$\operatorname{tg} \varphi_t = \frac{L}{\left(y + \frac{c}{2}\right)}. \quad (5)$$

Расстояние от центра поворота до продольной оси ВП определим из (4) и (5):

$$y = \frac{c}{2} + \frac{L}{\operatorname{tg} \varphi_i} = -\frac{c}{2} + \frac{L}{\operatorname{tg} \varphi_t}. \quad (6)$$

Максимальный радиус поворота транспортного средства - это расстояние от центра его поворота до самой дальней точки транспортного средства. Следовательно, из рис. 4:

$$R_{\max} = \sqrt{(L+z)^2 (ctg^2 \varphi + 1)}. \quad (7)$$

Из рис.4 видно, что разность углов, образуемых задними внутренними и задними внешними колёсами при повороте, $\Delta\varphi$ и ее значение всегда положительно.

$$\Delta\varphi = \varphi_i - \varphi_t. \quad (8)$$

Результаты и обсуждение. Из (3) построим график взаимосвязи внешнего угла поворота φ_t от внутреннего угла поворота φ_i колёс (рис. 5); при значениях c/L показано влияние изменения соотношения в (3) на угол поворота колес, $c/L=0.2, 0.4, \dots, 2$.

Здесь y без изменения c/L означает, что продольная длина ВП уменьшается, а ширина увеличивается, то есть, увеличивается ширина ВП и уменьшается расстояние между передними и задними колёсами. Видно, что c/L , в результате увеличения внешнего угла φ_t , уменьшается. При этом значение y , предполагается неизменным.

Как известно, радиус поворота R трёхколесных ВП значительно меньше, чем у четырёхколесных, и они предназначены для использования в узких проходах [1]. Способность сохранять горизонтальное равновесие у трёхколесных ВП ниже, чем у четырёхколесных ВП. Поэтому, если поворотность четырёхколесных ВП привести к такому же состоянию, как у трёхколесных ВП, то указанный выше недостаток можно устранить. На рис. 6 ниже показана схема поворота четырёхколесного ВП.

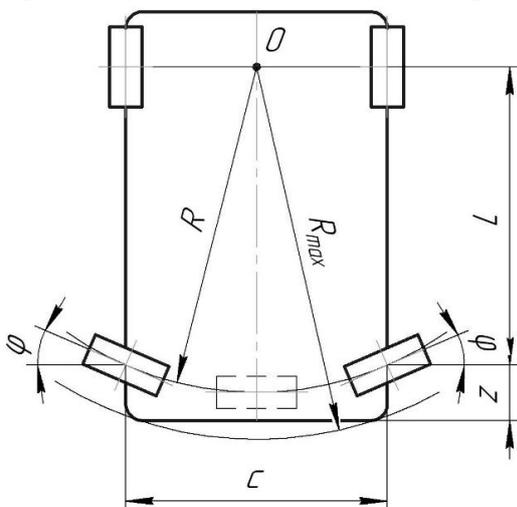


Рис. 6. Геометрия системы управления задними колёсами предлагаемого ВП

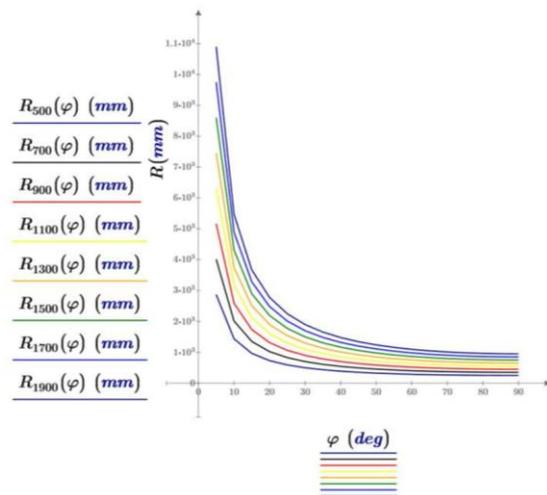


Рис. 7. График зависимости угла поворота (deg-градус) колес ВП от c

В этом случае задние колёса ВП поворачивают заднюю часть автомобиля из точки O по радиусу R . Из рис.6. определим радиус поворота R , который выражается углом φ :

$$R = \sqrt{L^2 (tg^2 \varphi + 1)}. \quad (9)$$

Также из рис.6. определим максимальный радиус поворота ВП, (расстояние от его центра вращения до самой дальней точки платформы):

$$R_{\max} = R + z. \quad (10)$$

Если выразить уравнение (9) через ширину машины c , то оно будет иметь следующий вид:

$$R = \sqrt{\frac{c^2}{4tg^2 \varphi} (tg^2 \varphi + 1)}. \quad (11)$$

Изменение угла поворота задних колёс φ (рис.6) при ширине машины $c=500, 700, \dots, 1900$ мм показано на рис. 7. Здесь значение L предполагается постоянным.

Из рис. 7 видно, что с увеличением угла поворота колеса ВП радиус поворота независимо от ширины ВП уменьшается и разница становится меньше.

Согласно аналитическим расчетам, представленным в табл. 1, разница между требуемой шириной колеи (W_a , мм) для двух режимов рулевого управления для эксперимента составила 669 мм, а разница между максимальными радиусами поворота составила 183 мм.

При испытании системы рулевого управления задними колесами требуемая ширина колеи для экспериментальной модели с различными размерами грузов определялась на основе табл. 2.

Таблица 1

Результаты аналитических расчётов необходимой ширины полосы движения и максимального радиуса поворота предлагаемой экспериментальной модели ВП при управлении задними колёсами

Метод управления	Расстояние между передними и задними колёсами, L, мм	Ширина машины, c, мм	Угол поворота колёс, φ , градусы		Геометрические размеры груза, мм	Расстояние от заднего колеса до задней части автомобиля, z, мм	Наибольший радиус поворота станка, R_{\max} , мм	Требуемая ширина полосы, W_a , мм
			φ_i	φ_t				
В методе Аккермана	1153	852	84.3	55.6	635 x 850	91	1473	2708
В предлагаемом методе			16.3				1290	2039



Рис. 8. Процесс экспериментального определения поворота предлагаемой экспериментальной модели ВП при транспортировании грузов разных габаритов

В ходе эксперимента была определена ширина полосы, необходимая при транспортировке грузов с различными внешними габаритами (длина груза принималась от

600 до 1600 мм, а ширина от 800 до 1600 мм) по предлагаемому и практическому способам (рис. 8), а результаты представлены в следующих таблицах.

Таблица 2

Требуемая ширина полосы для предлагаемого метода ВП ($R_{\max}=1290$ мм, $x=654,5$ мм)

Ширина полосы W_a /ширина груза, n ,	Длина груза, мм					
	600	800	1000	1200	1400	1600
W_a , мм/ ($n=800$ мм)	2039	2063	2161	2305	2472	2650
W_a , мм/ ($n=1000$ мм)	2115	2134	2221	2353	2511	2683
W_a , мм/ ($n=1200$ мм)	2214	2231	2306	2424	2570	2733
W_a , мм/ ($n=1400$ мм)	2314	2328	2394	2501	2636	2790
W_a , мм/ ($n=1600$ мм)	2414	2427	2485	2582	2707	2852

Таблица 3

Требуемая ширина полосы для ВП по методу Аккермана и устанавливаемых на грузовик ($R_{\max}=1473$ мм, $x=654,5$ мм, $y=458$)

Ширина полосы W_a /ширина груза, n ,	Длина груза, мм					
	600	800	1000	1200	1400	1600
W_a , мм/ ($n=800$ мм)	3387	3526	3700	3879	4061	4246
W_a , мм/ ($n=1000$ мм)	3403	3566	3736	3912	4091	4274
W_a , мм/ ($n=1200$ мм)	3466	3623	3788	3960	4135	4315
W_a , мм/ ($n=1400$ мм)	3532	3684	3844	4011	4183	4359
W_a , мм/ ($n=1600$ мм)	3601	3748	3903	4065	4234	4406

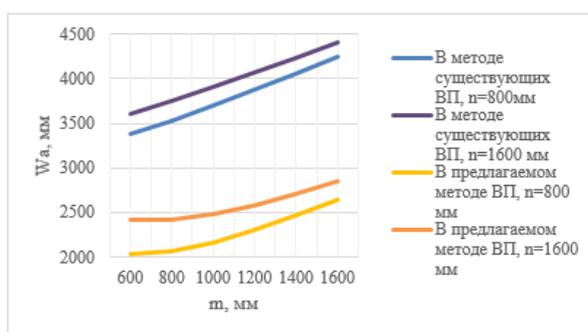


Рис. 9. Ориентировочные размеры необходимой ширины полосы движения в случаях, когда длина груза составляет от 800 мм до 1600 мм для существующего и проектируемого ВП

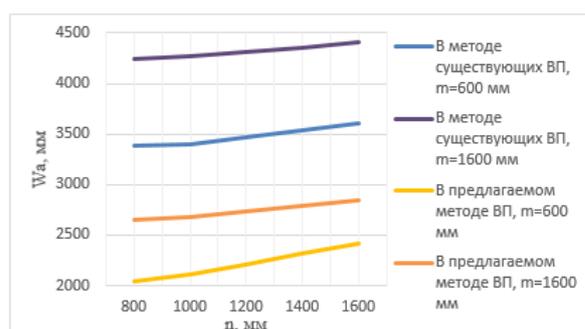


Рис. 10. Ориентировочные размеры необходимой ширины полосы движения при ширине груза от 600 мм до 1600 мм для существующего и проектируемого ВП

Как видно из рис. 9 и 10, приведенных выше, при сравнении существующего и предлагаемого ВП, разница между их радиусами поворота составила 12,4%, а требуемая ширина полосы 25%. При изменении ширины (с 600 мм до 1600 мм) и длины (с 800 мм до 1600 мм) транспортируемого груза, разница составила 37%.

Заключение. Новая конструкция ВП существенно расширяет область применения машины. Видно, что при размещении транспортируемого груза на платформе предлагаемого ВП радиус поворота уменьшается на $1/8$, а требуемая ширина полосы уменьшается на $1/4$. Например, при габаритах перевозимого груза 600×800 мм ширина необходимой полосы движения для существующего ВП составляет 3387 мм, а для предлагаемого ВП – 2039 мм. При габаритах груза 1600×1600 мм этот показатель составляет

4406 и 2852 мм, соответственно. Это, в свою очередь, приводит к повышению эффективности ВП с учётом специфики его применения на промышленных предприятиях, в логистических центрах и складах. То есть, за счет уменьшения ширины полосы между стеллажами, вместо каждых десяти стеллажей можно разместить двенадцать стеллажей, а следовательно, за счет этого объем хранения грузов увеличивается на 20%.

Кроме того, при размещении транспортируемого груза на платформе предлагаемого ВП общий центр тяжести системы смещается в сторону задней оси машины, в результате чего машина имеет сравнительно высокое состояние равновесия. Резервный балансирующий груз (стопа), необходимый для сил, действующих при движении из-за случайного торможения, скольжения или неровностей дороги, не требуется (или существенно уменьшается).

В результате повышается эффективность использования площадей промышленных логистических центров и складов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Мачульский И.И.* Погрузочно-разгрузочные машины. Москва. Желдориздат, 2000, 476 с.
- [2] *Белюсов Б.Н., Попов С.Д.* Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Москва. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006, 728 с.
- [3] *Маликов О.Б., Малкович А.Р.* Склады промышленных предприятий. Ленинград. Машиностроение, 1989, 666 с.
- [4] *Немец Я.Л.* Погрузочно-разгрузочные машины и складское оборудование промышленных предприятий. Москва. Машиностроение, 1970, 524 с.
- [5] *Berdiev A.N., Bahadirov G.A., Dong Z., Wang X., Li Q.* Forklift with small turning radius and its efficiency // Journal of Physics: Conference Series. Xian, China. 2022, Vol. 2256, P. 012041.
- [6] *Berdiev A.N., Bahadirov G.A., Dong Z., Wang X., Li Q.* Analysis of the Design of Lifting and Transporting Vehicles with a Variable Center of Gravity – A Literature and Patent Overview // International Journal of Engineering Trends and Technology – IJETT. 2021, Vol. 69, P. 56–65.
- [7] *Баракбаев Н.Р., Бахадиров Г.А., Бердиев А.Н.* Исследование устойчивости движения вилочного погрузчика // Развитие науки и технологий. 2022, №3. стр. 52–57.
- [8] *Berdiev A.N., Bahadirov G.A., Dong Z., Wang X.* Dynamic analysis of the AGV Forklift // Proceedings - 2022 2nd International Conference on Electronic Information Engineering and Computer Technology, EIECT. 2022, P. 269–275.
- [9] *He Q., Weng Z., He J.* A forklift counterweight with adjustable center of gravity. CN 209338057 U, 2019.
- [10] *Su M., Fang X., Li C.* An adjustable counterweight device for electric forklift and internal combustion forklift. CN 104591036 A, 2015.
- [11] *Cao Z.Y., Song D.* A counterweight of forklift with variable center of gravity. CN 207551838 U, 2018.
- [12] *Sun M.Q.* Adjustable counterweight for forklift truck. CN 208166496 U, 2018.
- [13] *Eui-Jung J., Jae Y.C., Sung H.H., Goobong C.* Localization for an Unmanned Forklift in a Refrigerated Warehouse. 13th Int. Conf. Ubiquitous Robot. Ambient Intell., vol. 1, Xian, China: IEEE. 2016, P. 53–55.
- [14] *Бердиев А.Н., Бахадиров Г.А., Цой Г.Н., Набиев А.М.* Вилкалы юклагич. FAP 2547, 2023.
- [15] *Hogg J.A.* Development of a Multibody Dynamics Based Simulation of a Lift-Truck in a High Speed Turn to Evaluate Dynamic Lateral Stability // SAE International Journal of Commercial Vehicles. 2015, Vol 8, pp. 332–342.
- [16] *Lemerle P., Höppner O., Rebelle J.* Dynamic stability of forklift trucks in cornering situations: Parametrical analysis using a driving simulator // Vehicle System Dynamics. 2011. Vol 49, pp. 1673–1693.
- [17] *Moldovanu D, Csato A, Bagameri N.* Study regarding the implementation of an Ackerman steering geometry in MATLAB // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019, Vol. 568, No. 1, P. 012092.

Baxadirov G.A., Berdiyev A.N. Vilkali yuk ko'tarish va tashish mashinasining burilishini yaxshilash hisobiga samaradorligini oshirish.

Annotatsiya. Maqolada sanoat tarmoqlari, logistika markazlari va omborxonalarda qo'llaniladigan vilkali yuk ko'tarish va tashish mashinasining burilishini boshqarish tizimidagi muammolari yoritilgan va yechimi sifatida takomillashtirilgan konstruksiyadagi vilkali yuk ko'tarish va tashish mashinasi loyihasi taklif etilgan. Orqa g'ildirakli ikki xil boshqaruv tizimida (Ackerman va uch g'ildirakli mashina boshqaruv tizimida) turli xil o'lchamdagi yuklarni tashishda talab etiladigan yo'lak eni va burilish radiuslari analitik va tajribaviy usullarda ko'rib chiqilgan va natijalari o'zaro solishtirilgan.

Kalit so'zlar: vilkali yuk ko'tarish va tashish mashinasi, burilish radiusi, omborxonasi, yo'lak, uch va to'rt g'ildirakli boshqarish tizimi.

Bahadirov G. A., Berdiev A. N. Increasing the efficiency of a forklift by improving its turnability.

Abstract. The article examines the problems of forklift steering systems used in industrial sectors, logistics centers, and warehouses, and proposes a project for an improved forklift design. The passage row widths and turning radii required for transporting loads of different dimensions in two rear-wheel steering systems (Ackerman's system and three-wheel steering system) are analyzed analytically and experimentally, and the results are compared.

Keywords: forklifts, turning radius, warehouse, row width, three- and four-wheel steering systems.

УДК: 675.055

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ОТЖИМА МОКРОЙ КОЖИ

Игамбердиев Б. С.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: marskukuruznik106@yandex.ru

Аннотация. В статье экспериментально исследован процесс отжима водонасыщенной кожи и выявлено влияние конструктивных и технологических параметров верхнего и нижнего рабочих органов, и толщины материала на ее обезвоживание. Обработка результатов экспериментальных исследований позволила получить математические модели зависимости количества удаленной жидкости от различных параметров верхнего и нижнего валов, давления прижима, скорости пропуска мокрой кожи. Выявлено количество удаленной влаги от сочетания верхних и нижних пар отжимных валов.

Ключевые слова: валковый отжимной стенд, мокрая кожа, жидкость, покрытие рабочих органов из сукна БМ и резины, пористая металлокерамика, давление отжима, скорость пропуска.

Введение. Процесс обезвоживания мокрой кожи в ее производстве занимает особое место. Это связано с тем, что производство кож включает множество механических операций, при которых требуется определенная влажность сырья, без которой не обеспечиваются последующие качественные технологические операции - разводка, строгание, шлифование, сушка, мягчение. В процессе удаления жидкости после химических операций требуются технологические машины типа пресса для валкового отжима жидкости и сушки. Цель экспериментального исследования направлена на повышение производительности отжима влаги из мокрых кож и получение математической модели удаления влаги.

В работе [1] авторами были рассмотрены тенденции и перспективы развития оборудования кожевенных производств. Ими определены пути перспективного развития оборудования для обработки кожевенного сырья тяжелых развесов. В работе [2] проведено исследование влияния различных факторов на процесс отжима влаги из мокрой кожи. Экспериментальное исследование было проведено с кожевенным полуфабрикатом бычины среднего развеса толщиной 0,004 м.

В работе [3] автор развил и усовершенствовал средства для исследования физико-механических свойств волокнисто-пористых материалов, используемых в легкой промышленности, и привел новые способы исследования кожевенных материалов. Работа [4] посвящена динамическому процессу нагружения обрабатываемого волокнистого материала валковыми парами для повышения эффективности отжима влаги из текстильных материалов. Исследованию влияния факторов на удельное давление в валковых модулях посвящена работа [5], авторы которой рассмотрели различные факторы и дали рекомендации по их влиянию на валковый модуль. Созданию автоматической линии, объединяющей все механические операции по обработке кожевенных полуфабрикатов, посвящена работа [6], в которой даны результаты для их проектирования. Теоретическому исследованию течения жидкости через пористые материалы посвящена работа [7], в которой рассматриваются параметры, влияющие на фильтрацию жидкости через пористые материалы. Выбор образцов кожевенных полуфабрикатов для проведения эксперимента выполнен по методике, представленной в работе [8]. Планирование и анализ эксперимента приведены в работе [9]. Эксперименты этим способом были проведены с вертикальной подачей кожевенных полуфабрикатов на опорную плиту.

В настоящее время на валковых отжимных машинах обрабатываются бычины тяжелого развеса. Проводят такие технологические операции как расправка, осуществляемая перед отжимом влаги, и разводка, расправляющая складки после отжима.

Анализ по обзору и разработке технологических машин для механической обработки кож показал следующее:

1. Анализ отжимных валов отжимных машин для удаления влаги из полуфабрикатов показал их низкую производительность при отжиме влаги; из-за жирности валов затрудняется удаление влаги. Следовательно, волокнистое покрытие и пористые валы периодически надо поливать теплой водой с обезжиривающим составом для смыва жира. Также можно рекомендовать отжимные валы из пористого материала, спрессованного под давлением.

2. Копирование (обхват) топографии кожевенного полуфабриката целесообразно осуществлять верхним отжимным валом, выполненным из нескольких частей, между которыми устанавливаются кольца из упругих волокнистых материалов, а нижний вал из цельной металлокерамической трубы.

В данной работе впервые использован отжимной (нижний) вал из металлокерамической пористой трубы. Обоснована целесообразность применения данного отжимного вала при обеспечении технологических параметров процесса отжима избыточной влаги из мокрых кож.

Материалы и методы. Целью экспериментального исследования является повышение производительности отжима влаги из мокрых кож и получение математической модели удаления влаги.

Было исследовано влияние различных конструктивных и технологических факторов процесса при валковом отжиме мокрой кожи – бычины тяжелого развеса толщиной 0,007 м - на количество удаляемой жидкости в процентах от первоначальной влажности.

При экспериментальном исследовании необходимо установить закономерности влияния различных сочетаний пар валов, давления прижима отжимных валов, скорости пропуска полуфабриката и т.д.

Эксперименты проводились следующим образом. На экспериментальном стенде (рис. 1) были проведены исследования процесса влияния конструктивных и технологических параметров рабочего органа и определено количество жидкости, отжатой из мокрой кожи, в процентах от начальной влажности.

Затем включали стенд. Тахометром часового типа ТЧ-10-Р замерялась скорость пропуска или линейная скорость валов: если стрелка отклонялась от требуемого показания, то реостатом в блоке управления регулировали обороты электродвигателя, который связан через муфту с редуктором и отжимными валами. Брли группу образцов полуфабриката по 10 шт. и пропускали через отжимные валы. До и после отжима образцы взвешивали на лабораторных весах.

Таким образом, эксперимент проводили при различных сочетаниях пар отжимных валов, давлениях прижима, скорости пропуска и повторности отжима. Опыт по обезвоживанию мокрой кожи. На валковом вале выбраны основные параметры и изготовлен экспериментальный стенд (рис. 1), который определяет влияние технологических и конструктивных параметров на процесс обезвоживания кожи.

Следует отметить, что механизм действия натурной системы – процесс удаления влаги - изучен в недостаточной мере, как и движение через пористый вал. Уравнение, описывающее это явление, неизвестно, полное моделирование не представляется возможным. С учетом этого выбраны следующие параметры экспериментального стенда: диаметр рабочих отжимных валов – 0.1 м, их длина – 0.1 или 0.15 м, скорость валов – от 0.15 до 0.25 м/мин.

Экспериментальный стенд отжимной машины, схема которого изображена на рис. 2, состоит из электродвигателя *11* постоянного тока мощностью 4 кВт, червячного редуктора

(РЧУ-40) 12, цепи 13, привода нижнего отжимного вала, шестерен 5, 6, передачи вращения от нижнего вала 8 к верхнему валу 4.

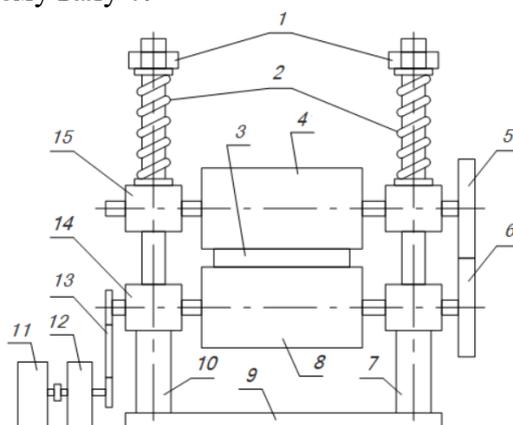


Рис. 1. Схема экспериментального стенда отжимной машины

На плите 9 закреплены четыре направляющих ступенчатых цилиндра 7 и 10 гайками 1 на резьбе. На цилиндры 7 и 10 установлены две опоры 14, над которыми установлены две опоры 15, а между верхними и нижними рабочими валами подается мокрая кожа 3.



Рис. 2. Экспериментальный стенд валковой отжимной машины



Рис. 3. Образцы кожевеного полуфабриката из бычины тяжелого развеса (толщина 0.007 м)

Прижим верхнего вала 4 к нижнему валу 8 осуществляется четырьмя пружинами 2, установленными на вертикальных ступенчатых цилиндрах, на верхних концах которых на резьбе установлены гайки 1, а нижними концами на опоры 15, другими – на гайки 1.

Пружины 2 сжимают гайками 1 и усилие пружин через опоры 15 передается на рабочий вал 4, который прижимает мокрую кожу 3 к рабочему валу 8. Пружины 2 предварительно тарированы. Скорость отжимных валов регулируется реостатом, а замеряется тахометром часового типа.

Влияние различных сочетаний пар отжимных валов, давления прижима и скорости пропуска на количество удаленной влаги из кожевеного полуфабриката. Схемы сочетаний пар отжимных валов приведены в работе [2]. Пробы кожевеного полуфабриката – бычины недвоенного тяжелого развеса – для отжима отбирали на предприятии ООО «Premium Leather» (г. Коканд) по ГОСТу 938.075, согласно формуле $n=0.2\sqrt{x}$, где x – число кожевеного полуфабриката в партии; n – число кожевеного полуфабриката для эксперимента. Принято $x=2500$ кожевеного полуфабриката после хромового дубления.

Из этих 10 кожевеного полуфабриката вырезали резакон полосы поперек хребтовой линии размером 0.10×0.35 м² и пронумеровывали; полосы образцов комплектовали в группы по 10 шт. Образцы кожевеного полуфабриката из бычины тяжелого развеса, толщиной 0.007 м, показаны на рис. 3.

По разработанной выше методике для обоснования ширины образцов, полуфабрикаты группами по 10 шт. были пропущены при скоростях отжима 0.15; 0.20; 0.25 м/с и давлениях 64; 80; 96 кН/м и следующих сочетаниях пар валов: оба металлических отжимных вала диаметром 0.1 м с покрытием из сукна БМ - М(100); верхний отжимной вал диаметром 0.1 м с сукном БМ- (М(100)), а нижний отжимной вал МК(100) диаметром 0.1 м, рабочая часть из металлокерамики пористостью 40%; верхний отжимной вал диаметром 0.1 м с резиновым покрытием - РЗ(100), а нижний отжимной вал МК(100), рабочая часть из металлокерамики диаметром 0.1 м с пористостью 40%; оба отжимных вала МК(100) с диаметром 0.1 м, рабочая часть из металлокерамики с пористостью 40%.

С отобранными образцами кожевенных полуфабрикатов и выше перечисленными параметрами были проведены опытные исследования, по полученным результатам построены графики и математические модели в виде уравнений зависимости удаленной влаги от сочетания пар верхнего и нижнего рабочих органов, давления прижима от 64 – 96 кН/м, скорости пропуска 0.15- 0.25 м/с.

Результаты и обсуждение. По результатам опыта механическим способом отжима мокрой кожи выведены уравнения влияния количества отжатой жидкости от конструктивных и технологических факторов рабочих органов верхнего и нижнего валов.

Количество удаленной влаги из образцов кожевенного полуфабриката при сочетании различных отжимных валов приведено на графиках (рис. 4).

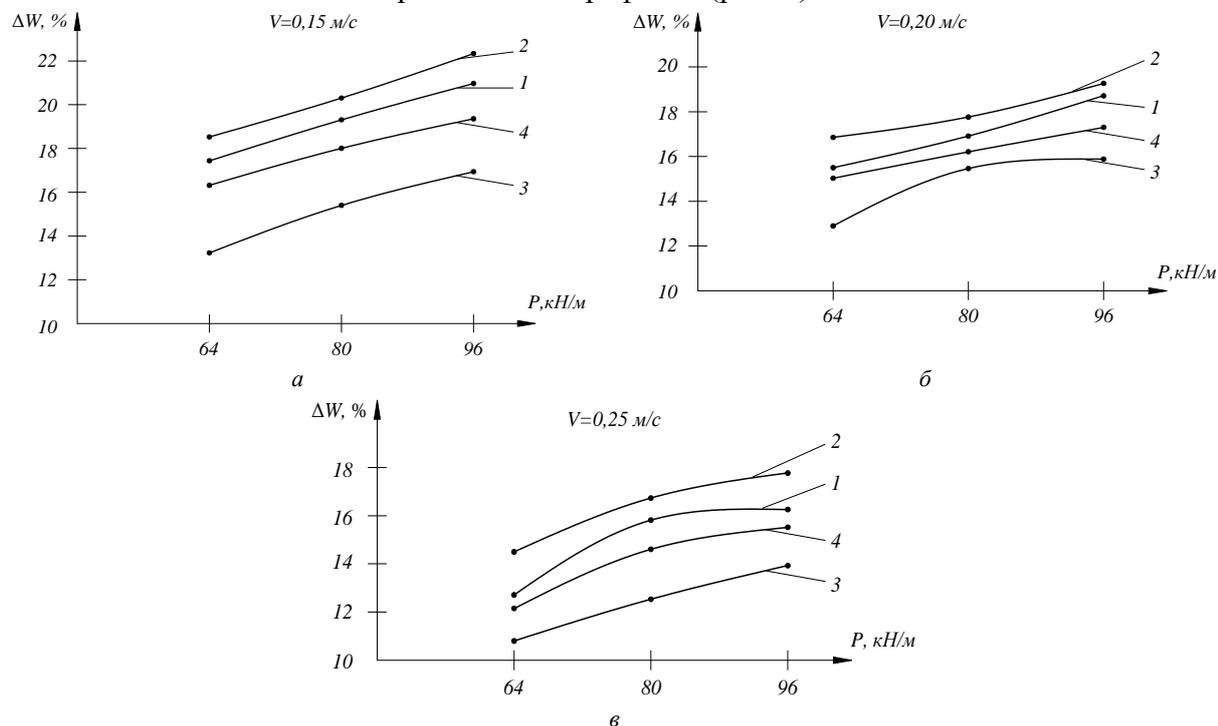


Рис. 4. Зависимость количества удаленной влаги из полуфабриката от сочетания пар валов, от удельной силы давления при скорости пропуска: а – 0,15 м/с, б – 0,20 м/с, в – 0,25 м/с, 1 – оба отжимных вала из проницаемой металлокерамики МК(100); 2 – верхний отжимной вал с покрытием из сукна БМ М(100), нижний из проницаемой металлокерамики МК(100); 3 – верхний отжимной вал с резиновым покрытием РЗ(100), нижний отжимной вал с покрытием из сукна БМ М(100); 4 – оба отжимных вала с покрытием из сукна БМ М(100)

Анализ результатов эксперимента показал, что наиболее эффективным является сочетание пар отжимных валов, когда верхний отжимной вал с сукном БМ, а нижний – из проницаемой металлокерамики; затем, когда оба вала из металлокерамики; оба вала с покрытием из сукна БМ; верхний отжимной вал с резиновым покрытием, а нижний – из проницаемой металлокерамики. С возрастанием давления и скорости пропуска отжимная пара с металлокерамическими проницаемыми валами более эффективна, чем отжимная пара с покрытием из сукна БМ.

По анализу опытов с различными сочетаниями верхнего и нижнего рабочих органов можно сделать следующие заключения. По итогам опыта получены и выведены уравнения количества отжатой жидкости в зависимости от различных типов рабочих органов, а именно от отжимных валов, давления прижима, скорости пропуска и толщины кожевенного полуфабриката.

Эффективность отжима влаги из образцов кожевенных полуфабрикатов при сочетании пар валов с сукном БМ выше, чем при сочетании, когда верхний отжимной вал с резиновым покрытием, а нижний – из пористой металлокерамики. Отжим влаги при сочетании верхнего и нижнего валов из пористой металлокерамики, выше, чем, когда оба отжимных вала с покрытием их сукна БМ.

При сочетаниях, когда верхний отжимной вал металлический с покрытием из сукна БМ, а нижний из пористой металлокерамики, количество удаленной влаги из кожевенного полуфабриката выше, чем, когда оба вала из пористой металлокерамики. Наибольшее количество влаги – 22.34% удаляется при верхнем вале из металла с покрытием из сукна БМ, а нижний вал – из пористой металлокерамики при давлении 96 кН/м и скорости подачи кожевенного полуфабриката 0,15 м/с.

Для сочетания пар валов МК(100)+МК(100) количество удаленной влаги определяется из формулы (1):

$$W_1 = -0,000P^2 + 0,4216P + 15,49, \quad (1)$$

для сочетания отжимных валов М(100) + МК(100) из формулы (2),

$$W_2 = 0,00029P^2 + 0,1534P + 17,3140, \quad (2)$$

для сочетания отжимных валов РЗ(100) + МК(100) из формулы (3),

$$W_3 = 0,00018 P^2 + 0,1738 P + 13,8111 \quad (3)$$

и, наконец, для сочетания пар валов М(100) + М(100) из формулы (4),

$$W_4 = 0,00017P^2 + 0,1106P + 17,6057. \quad (4)$$

Аналогичные результаты для отжима влаги из кожевенного полуфабриката при скорости пропуска 0.20 м/с определяются из формул (5–8) соответственно:

$$\text{МК(100)+МК(100): } W_1 = 0.0044P^2 + 0.2158P + 23.4211, \quad (5)$$

$$\text{М(100)+МК(100)} \quad W_2 = -0.00006P^2 + 0.1544P + 16.1435, \quad (6)$$

$$\text{РЗ(100)+МК(100): } W_3 = 0.00055P^2 + 0.5235P + 18.6616, \quad (7)$$

$$\text{М(100)+М(100): } W_4 = 0.00014P^2 + 0.0861P + 18.1414. \quad (8)$$

По итогам опыта для скорости отжима 0.25 м/с выведены уравнения зависимости отжатой жидкости из мокрой кожи от усилия прижима и конструктивных элементов покрытий (или без него) верхнего и нижнего рабочих органов:

$$\text{МК(100)+МК(100): } W_1 = 0.00016P^2 + 0.0643P + 16.4882, \quad (9)$$

$$\text{М(100)+МК(100): } W_2 = -0.000076P^2 + 0.0290P + 17.7902, \quad (10)$$

$$\text{РЗ(100)+МК(100): } W_3 = 0.00083P^2 + 0.0253P + 15.8364 \quad (11)$$

$$\text{М(100)+М(100): } W_4 = 0.00098P^2 + 0.0033P + 16.6855. \quad (12)$$

Здесь МК(100) – диаметр вала 0.1 м с металлокерамической рабочей частью; М(0,1) – вал металлический с диаметром 0.1 м с покрытием моншон, марки БМ; Р(0,1) – вал металлический с диаметром 0.1 м с резиновым покрытием; ΔW , – количество удаленной

влаги, %; V – скорость пропуска кожевенного полуфабриката, м/с; P – давление прижима полуфабриката валами, кН/м.

Заключение. Таким образом, итоги опыта по отжиму жидкости из мокрой кожи толщиной 0,007 выявили эффективность процесса обезвоживания от сочетания материалов покрытий (и без них) верхнего и нижнего рабочих валов:

1. Отжим жидкости из мокрых кож при удельном давлении от 64 до 96 кН/м и скорости пропуска от 0.15 до 0.25 м/с составляет: при верхнем и нижнем рабочем органе из проницаемой металлокерамики МК(100)+МК(100) отжатая влага составляет 12.71- 209.7; при верхнем рабочем органе с покрытием из сукна БМ и нижнем рабочем органе из металлокерамики М(100)+МК(100) отжим жидкости из мокрой кожи будет равен от 14.5 до 22.34 %; при верхнем рабочем органе с резиновым покрытием и нижнем рабочем органе из металлокерамики РЗ(100)+М(100) удаление жидкости из мокрой кожи составляет от 10.80 до 15.40%; при верхнем и нижнем рабочем органе с покрытием из сукна БМ М(100)+М(100) отжатая жидкость равна от 12.15 до 19.36 %

2. Наибольшее количество удаленной жидкости из мокрой кожи наблюдается при сочетании рабочих органов М(100)+МК(100), затем идет МК(100)+МК(100), далее М(100)+М(100) и, наконец, РЗ(100)+МК(100).

3. По результатам обработки эксперимента выведены математические модели зависимости отжатой жидкости ΔW из мокрой кожи толщиной 0.007 м от типа верхнего и нижнего рабочих органов, давления прижима P отжимных валов, при различных скоростях пропуска V , которые представлены в формулах (1–12).

4. Результаты эксперимента необходимы разработчикам в кожевенной промышленности при проектировании усовершенствованных рабочих отжимных валов, повышающих производительность удаления влаги из мокрой кожи.

Статья выполнена за счет бюджетного финансирования Института механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева Академии наук Республики Узбекистан.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Иванов В.А., Раишкин В.В. Тенденции и перспективы развития оборудования кожевенных производств. Электротехнические и информационные комплексы и системы // Уфимский государственный нефтяной технический университет» (УГНТУ). 2012, № 1, т. 8, стр. 47-52.
- [2] Бахадиров Г.А., Цой Г.Н., Набиев А.М. Экспериментальное исследование влияния сочетания пар валов на процесс отжима влаги из мокрого кожевенного полуфабриката // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2023, №2, стр.69-76.
- [3] Соколовский А.Р. Развитие методов и совершенствование средств исследования физико-механических свойств волокнисто-пористых материалов легкой промышленности: Дисс. на соискание уч. степ. д.т.н. Москва. 2010. 287 с.
- [4] Еришов С.В. Динамическое нагружение валковой пары для интенсификации процесса отжима. Дисс. на соискание уч. степ. к.т.н. Иваново. 2013. 130 с.
- [5] Крылов А.В., Фомин Ю.Г., Тувин А.А., Шахова И.Ю. Исследование влияния факторов на удельное давление в валковых модулях // Журнал Технология текстильной промышленности 2020, № 6.
- [6] Маскет М. Течение однородных жидкостей в пористой среде. Пер. с англ. М.-Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2006, 640 с.
- [7] Mavlonov T., Akhmedov A., Saidakhmedov R., Bahadirov K. Simulation modelling of cold rolled metal strip by asymmetric technology // IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng. 2020, Vol. 883, No. 1, P. 012194.
- [8] Головтеева А.А., Куциди Д.А., Санкин Л.Б. Лабораторный практикум по химии и технологии кожи и меха. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982, 309 с.
- [9] Тихомиров В.А. Планирование и анализ эксперимента. М.: Легкая индустрия, 1974, 283 с.

Дата поступления
18.06.2025

Igamberdiyev B.S. Ho'1 charmni siqish jarayonining matematik modellari.

Annotatsiya. Maqolada suyuqlikka to'yingan charmni siqish jarayoni eksperimental tarzda o'rganilgan va uning suvsizlanishiga yuqori va pastki ishchi organlarning konstruktiv va texnologik parametrlari va material qalinligining ta'siri aniqlangan. Siqib chiqarilgan suyuqlikning yuqori va pastki vallarning turli parametrlariga, siquv bosimiga va nam charmni uzatish tezligiga bog'liqligining tajribaviy matematik modellari tuzilgan. Yuqori va pastki juft siqish vallarining kombinatsiyasidan chiqarilgan namlik miqdori aniqlangan.

Kalit so'zlar: valli siquv stendi, namlangan charm, suyuqlik, ishchi vallarning qoplamasi БМ va rezina, g'ovakli metal-keramika, siqish bosimi, uzatish tezligi.

Igamberdiyev B.S. Mathematical models of the process of squeezing wet leather.

Abstract. This study experimentally investigates the process of squeezing water-saturated hides and assesses how the design and technological parameters of the upper and lower working elements, as well as the thickness of the material, influence the dehydration process. Mathematical models describing how the amount of removed fluid depends on various parameters of the upper and lower rollers, the pressing force, and the feed velocity of wet hides were developed through experiments. The amount of fluid extracted by the combination of upper and lower squeezing rollers is identified.

Keywords: roller squeezing stand, wet hide, fluid, coating of the working elements made of BM felt and rubber, porous metal ceramics, squeezing pressure, feeding velocity.

УДК 621.01

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ БИПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДА РАБОЧЕГО ОРГАНА МЕСИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Н.А. Максудова

Ташкентский государственный технический университет имени Ислама Каримова, Ташкент, Узбекистан

E-mail: Dena_86@mail.ru

Аннотация. В рабочих органах привода месильных машин применяются планетарные механизмы, которые относятся к зубчатым передачам. По кинематическим параметрам, конструкции, габаритам и массе планетарные передачи удовлетворяют требованиям, предъявляемым к месильным машинам. Первым этапом разработки привода конструкции месильной машины является выбор схемы механизма. Учитывая простоту конструкции и изготовления, а также надежность, была составлена кинематическая схема привода месильной машины. В статье представлена кинематическая схема бипланетарного привода рабочего органа месильной машины. Для этой конструкции, при внешнем зацеплении зубьев, определено условие соосности и соседство зубьев бипланетарного механизма. В работе приведены выводы по определению геометрических параметров и числа зубьев зубчатых колес при внешнем зацеплении зубьев колес механизма.

Ключевые слова: бипланетарный механизм, геометрические параметры, зубчатое колесо, месильная машина, рабочий орган, водило, число зубьев, сателлит.

Введение. В современных технологических машинах большое применение получили механизмы, составленные из зубчатых колес.

Известно, что при проектировании механизмов, исследователей прежде всего интересует вопрос обеспечения заданных значений кинематических параметров с допустимой погрешностью. Кроме того, планетарным механизмам предъявляются дополнительные требования (габариты, масса, конструктивная простота и т.д.), которые в комплексе определяют технический уровень конструкции. Оценку планетарных механизмов на соответствие предъявляемым требованиям целесообразно проводить на всех этапах разработки конструкции: от выбора схемы механизма до изготовления и доводки образца. При этом, наиболее ответственными являются решения, принимаемые при выборе схемы планетарного механизма [1, 2, 3].

Следующие параметры являются основными параметрами при выборе схемы планетарных механизмов [4, 5]:

- угловые скорости звеньев механизма; кинематические параметры рядов (или внутренние передаточные отношения составных механизмов); КПД механизма; вращающие моменты, действующие на его звенья; количество рядов и т.д.

На основании вышеизложенного, можно заключить, что основными критериями оценки схем планетарных механизмов на начальных этапах проектирования являются результаты кинематического и, так называемого, силового расчетов, для выполнения которых необходимо располагать соответствующими методиками. (Уточним, что под силовым расчетом планетарного механизма следует понимать определение внешних сил и моментов, действующих на звенья механизма, реакций в кинематических парах и вычисление КПД [1, 5]).

Постановка задачи. Одним из основных требований технологического процесса приготовления любой продукции, является необходимость интенсификации процесса перемешивания на начальном этапе. Поэтому важным требованием к конструкции привода рабочего органа является обеспечение максимальной турбулентности потока и равномерного

распределения компонентов [6, 7]. Для поставленной задачи, с учетом простоты конструкции, надежности работы и условий изготовления, необходимо выбрать кинематическую схему бипланетарного механизма (БПМ) и определить основные геометрические и кинематические параметры рабочего органа месильной машины.

Метод решения основывается на условиях соседства и соосности для сателлитного планетарного механизма.

На основании требований, предъявляемых к приводу рабочего органа месильной машины периодического действия, рассмотрено несколько вариантов бипланетарных приводов рабочего органа. В результате анализа кинематических схем бипланетарного привода рабочего органа месильной машины с учетом простоты конструкции, надежности работы, условий изготовления [3, 8], была выбрана кинематическая схема, приведенная на рис. 1.

Бипланетарными следует называть механизмы, имеющие звенья (малые сателлиты), совершающие сложное движение с вращением одновременно вокруг трех осей. Степень подвижности плоского бипланетарного механизма, образованного по схеме, приведенной на рис. 2, можно определить по формуле:

$$W = 3(n-1) - 2p_5 - p_4. \quad (1)$$

Здесь для рассматриваемого механизма без учета пассивных связей общее число звеньев $n=6$, число кинематических пар пятого класса $p_5=5$, а число кинематических пар четвертого класса $p_4=4$.

$$W = 3 \cdot (6 - 1) - 2 \cdot 5 - 4 = 1.$$

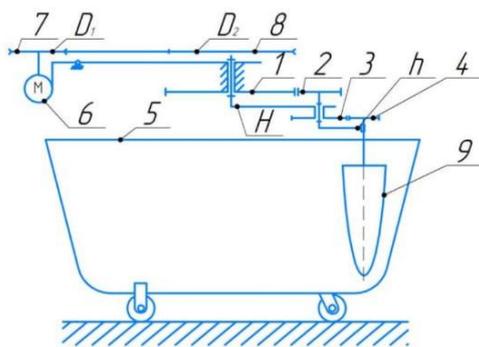


Рис.1. Кинематическая схема привода рабочего органа месильной машины с бипланетарным механизмом с внешним зацеплением: 1 - неподвижное центральное колесо, 2 - сателлит, Н - водило, 3 - неподвижная шестерня, h - биводило, 4 - бисателлит, 5 - дюжа, 6 – электродвигатель, 7 - ведущий шкив, 8 - ведомый шкив, 9 - рабочий орган.

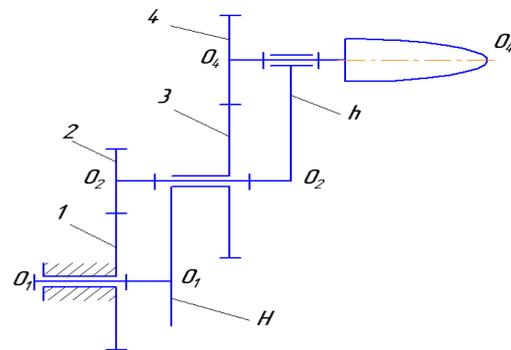


Рис.2. Кинематическая схема бипланетарного механизма привода рабочего органа месильной машины.

Геометрические параметры данного бипланетарного привода рабочего органа месильной машины определены из условия вписывания данного механизма в кинематическую схему привода рабочего органа серийной машины А2-ХТБ (рис. 1).

При подборе чисел зубьев бипланетарного механизма месильной машины следует учитывать известные для обычных планетарных передач условия соседства и соосности, как для основного, так и для сателлитного планетарных механизмов [8, 9, 10].

На рис. 3 представлена кинематическая схема предлагаемого бипланетарного механизма месильной машины периодического действия. Примем, что передача имеет стандартные колеса одинакового модуля.

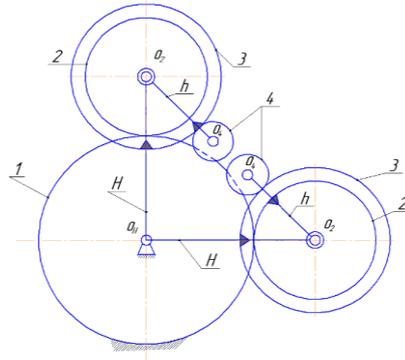


Рис. 3. Расчетная схема для вывода условий соседства БПМ

Для основного планетарного механизма можно записать следующее условие соседства [11]:

$$2(R_1 + R_2) \sin \frac{\pi}{K_H} > 2R_{a3}, \quad (2)$$

где R_1, R_2 – радиусы начальных окружностей колес 1 и 2; R_{a3} – радиус окружности вершин колеса 4; K_H – число основных сателлитов. Если выразить радиусы начальных окружностей и окружности вершин через числа зубьев колес, то получим:

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{K_H} > (z_3 + 2) \quad \text{или} \quad \sin \frac{\pi}{K_H} > \frac{z_3 + 2}{z_1 + z_2}. \quad (3)$$

Для того, чтобы бисателлиты двух соседних основных планетарных механизмов не пересекались головками зубьев, следует:

$$2(R_1 + R_2) \sin \frac{\pi}{K_H} > 2(R_3 + 2R_4 + 2) \quad (4)$$

$$\text{или} \quad (z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{K_H} > (z_3 + 2z_4 + 2), \quad (5)$$

$$\text{откуда} \quad \sin \frac{\pi}{K_H} > (z_3 + 2z_4 + 2) \quad (6)$$

Условие соседства для сателлитного планетарного механизма имеет следующий вид:

$$2(R_3 + R_4) \sin \frac{\pi}{K_H} > 2R_{a4}, \quad (7)$$

где R_3, R_4 – радиусы начальных окружностей колес 4 и 3; R_{a4} – радиус окружности головки колеса 4. Если данное соотношение выразить через числа зубьев колес 3 и 4, то получим:

$$(z_3 + z_4) \sin \frac{\pi}{K_H} > (z_4 + 2) \quad \text{или} \quad \sin \frac{\pi}{K_H} > \frac{z_4 + 2}{z_3 + z_4} \quad (8)$$

Эти соотношения позволяют полностью выполнить условия соседства бипланетарного механизма тестомесильной машины периодического действия. Учитывая, что в серийной тестомесильной машине периодического действия А2-ХТБ использованы зубчатые колеса с модулем $m = 3$ мм, а также, имея в виду размеры дежи, определены параметры зубчатых колес бипланетарного механизма: $z_1=28, z_2=18, z_3=18, z_4=28$.

Выводы

1. По результатам анализа работ, посвященных перемешиванию компонентов в месильных машинах установлено, что наиболее подходящими с точки зрения технологического процесса, являются планетарный со сдвоенными сателлитами и бипланетарный приводы рабочего органа. Предложена рациональная кинематическая схема.

2. Разработано аналитическое выражение условия соседства и соосности в бипланетарном механизме с внешним зацеплением зубьев.

3. Определены геометрические параметры бипланетарного привода рабочего органа.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1993, 591 с.
- [2] Красеньков В.И., Вашеев А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение, 2002, 272 с.
- [3] Планетарные механизмы: <https://mechanism.org/mechanism>
- [4] Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1996, 323 с.
- [5] Цитович И.С., Аньгин В.Б., Грицкевич В.В. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов. Машиностроение: Наука и техника, 1997, 224 с.
- [6] Ройтер И.М. Современная технология приготовления теста на хлебзаводах. Киев: Техника, 1981, 358 с.
- [7] Козьмина Н.П. Биохимия хлебопечения. М.: Пищевая промышленность, 1997, 358 с.
- [8] Крейнес М.А., Розовский М.С. Зубчатые механизмы. Выбор оптимальных схем. М.: Наука, глав.ред.физико-матем. литературы, 1998, 428 с.
- [9] Болотовский И.А., Васильева О.Ф., Гурьев Б.И., Русак Л.Л. Планетарные механизмы. Учебное пособие. Уфа. УГАТУ, 1997, 94 с.
- [10] Руденко Н.Ф. Планетарные передачи. Теория, применение, расчёт и проектирование. – издание 3-е, перераб. и доп. М.: Машгиз, 1997, 756 с.
- [11] Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. М.: Машиностроение, 2004, 256 с.

Дата поступления
15.04.2025

Maqsudova N.A. Arashtiruvchi mashina ishchi qismining biplanetar uzatmasining asosiy geometrik o'lchamlarini hisoblash.

Annotasiya. Yoğurma mashinalari haydovchisining ishchi qismlari tishli uzatmalar bilan bog'liq bo'lgan sayyora mexanizmlaridan foydalanadi. Kinematik parametrlari, dizayni, o'lchamlari va og'irligi bo'yicha sayyora viteslari yoğurma mashinalari uchun talablarga javob beradi. Yoğurma mashinasi dizayni uchun haydovchini ishlab chiqishning birinchi bosqichi mexanizm dizaynini tanlashdir. Dizayning soddaligi, ishonchliligi va ishlab chiqarishni hisobga olgan holda, yoğurma mashinasi haydovchisining kinematik diagrammasi tuzildi. Maqolada yoğurma mashinasining ishchi elementining biplanetar haydovchisining kinematik diagrammasi keltirilgan. Ushbu dizayn uchun tishlarning tashqi ulanishi bilan biplanetar mexanizmining tishlarining koaksiyalligi va yaqinligi aniqlanadi. Maqolada tishli tishlarning tashqi ulanishi bilan tishli g'ildiraklarning geometrik parametrlari va tishlari sonini aniqlash bo'yicha xulosalar keltirilgan.

Kalit so'zlar: biplanetar mexanizm, geometrik o'lchamlar, tishli g'ildirak, aralashiruvchi mashina, ishchi qismn, tishlar son, tashuvchi.

Maksudova N.A. Calculation of the basic geometric parameters of the biplanetary drive of the kneading machine working body.

Abstract. Planetary mechanisms, which are a type of gear transmission, are utilized in the working bodies of kneading machine drives. These planetary transmissions comply with the kinematic parameters, design requirements, dimensions, and weight specifications necessary for kneading machines. The initial step in developing the drive design for the kneading machine is selecting the appropriate mechanism scheme. Taking into account the simplicity of design, manufacturability, and reliability, a kinematic diagram for the drive of the kneading machine has been created. This article presents a kinematic diagram of the biplanetary drive for the kneading machine's working body. For this design, which features external engagement of the teeth, the coaxiality and relationship of the teeth in the biplanetary mechanism are assessed. The paper also includes conclusions regarding the determination of geometric parameters and the number of teeth for the gear wheels with external engagement.

Keywords: biplanetary mechanism, geometric parameters, gear wheel, kneading machine, working body, carrier, number of teeth, satellite.

УДК 629.7:621.785

РАСЧЁТ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ РАБОТЕ САМОРАЗГРУЖАЮЩЕГОСЯ УСТРОЙСТВА ПРИЦЕПА С БОЛЬШИМ ОБЪЁМОМ ГРУЗОВМЕСТИМОСТИ

Худаёров М.Т.

Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
E-mail: muhiddin.xudayorov96@mail.ru

Аннотация. В данной статье определены силы сопротивления при разгрузке саморазгружающегося устройства прицепа с большим объёмом грузоподъемности, нагруженного хлопком, органическими удобрениями, силосом и соломой. На основе полученных результатов был рассчитан необходимый крутящий момент при разгрузке.

Ключевые слова: прицеп с большим объёмом грузоподъемности, саморазгружающееся устройство, цепной планчатый транспортер, хлопок, органические удобрения, силос, солома, коэффициент внутреннего трения, коэффициент внешнего трения.

Введение. В последние годы аграрный сектор нашей страны испытывает серьёзную потребность в модернизации, техническом и технологическом обновлении. Это связано с тем, что решение и стабильное выполнение задач, стоящих перед сельскохозяйственными производителями, невозможно без комплексной механизации основных агротехнических процессов.

В свою очередь, этого можно достичь путём укрепления материально-технической базы сельского хозяйства, оснащения её новыми высокоэффективными машинами и внедрения энергосберегающих и ресурсосберегающих технологий. Одним из важных факторов, обеспечивающих выполнение полевых работ в установленные агротехнические сроки, является наличие высокопроизводительных и быстроходных транспортных средств. Они должны своевременно доставлять необходимые материалы на поля, а также обеспечивать вывоз собранного урожая.

В условиях сельскохозяйственного производства наиболее оптимальным средством для выполнения таких задач являются грузовые прицепы, которые могут использоваться совместно с тракторами и автомобильными тягачами. Кроме того, современные тенденции в области агротехнологий и логистики при выращивании хлопка и других сельскохозяйственных культур требуют применения новых типов сельскохозяйственных машин [1].

Так, при механизированном сборе хлопкового сырья использование современных высокопроизводительных хлопкоуборочных машин с увеличенным объёмом бункера, например, модели СРХ420 фирмы «Case IH» (объём бункера 32.5 м³), обуславливает необходимость наличия транспортных средств с кузовом достаточной вместимости для своевременной разгрузки. С целью выполнения этих задач необходимо совершенствование процессов сбора и перевозки сельскохозяйственной продукции, что предполагает создание новых высокоэффективных транспортных средств и разработку современных логистических схем её транспортировки [2].

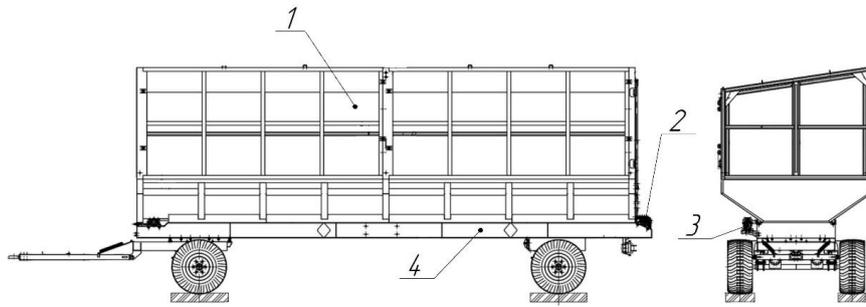
С учётом вышеизложенных требований и предложений, на основе научно-исследовательских работ, проведённых в сотрудничестве с «Конструкторско-технологическим центром сельскохозяйственного машиностроения», был разработан проект нового типа прицепа с большим объёмом грузовой вместимости, предназначенного для перевозки хлопкового сырья, а также других видов лёгких и объёмных грузов. Параметры данного прицепа с большим объёмом грузовой вместимости (рис. 1) приведены в следующей таблице (таб. 1).

Таблица 1

№	Наименование показателей	Единица измерения	Величина показателя
1.	Максимальная скорость передвижения	км/ч	30
2.	Максимальная масса загружаемого груза	кг	12000
3.	Колея	мм	1800
4.	База	мм	6375
5.	Объём кузова	м ³	40
6.	Габаритные размеры:		
	- длина	мм	10285
	- ширина, не более	мм	2500
	- высота, не более	мм	3800

Объёмность разработанного прицепа и масса загружаемого груза при использовании подъёмно-опрокидывательного способа разгрузки обуславливают возникновение ряда конструктивных проблем. В частности, при опрокидывании требуется усиленное проектирование платформы прицепа и опорного узла, соединяющего её с гидроцилиндром исполнительного механизма, что ведёт к перерасходу металла. Кроме того, при разгрузке крупнотоннажного прицепа методом опрокидывания невозможно обеспечить его устойчивость.

С целью устранения перечисленных недостатков в новом типе прицепа с большим объёмом грузовой вместимости разгрузка осуществляется за счёт применения иного конструктивного решения – установки планчатого транспортёра на полу платформы (рис. 1).



1 - борт кузова; 2 - планчатый транспортер; 3 - привод транспортера; 4 - рама прицепа
Рисунок 1. Общий вид прицепа с большим объемом грузоподъемности:

В процессе разгрузки необходимо определить требуемую мощность и крутящий момент для приведения в движение транспортера. При уточнении мощности и крутящего момента следует предварительно определить силы, действующие на движение транспортера (рис. 2).

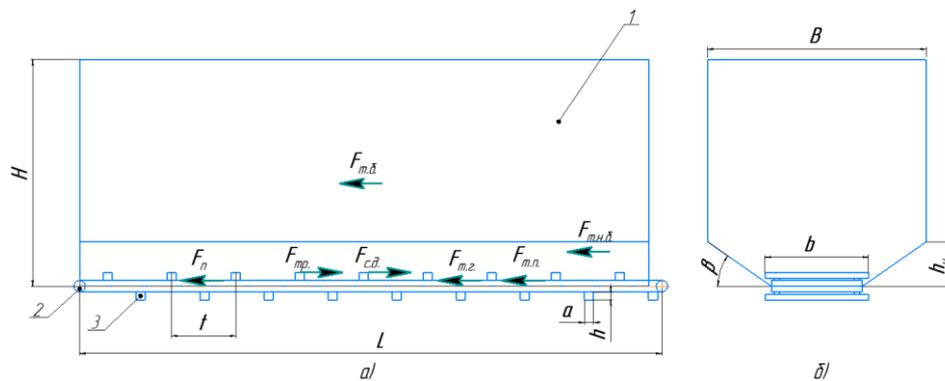


Рис. 2. Схема для статического расчёта саморазгружающегося устройства: а - продольный разрез прицепа; б - поперечный разрез прицепа; 1 - борт кузова; 2 - транспортер; 3 - планки

Метод. Саморазгружающиеся кузовные машины, как правило, оборудуются разгрузочными механизмами в виде транспортеров. На работу транспортера при разгрузке и перемещении планок влияют такие параметры, как высота слоя груза, ширина кузова, плотность материала, силы трения, а также размеры планок (высота и ширина) и скорость движения транспортера. В процессе разгрузки груза из прицепа в результате движения планчатого транспортера на груз со стороны транспортера действуют следующие силы [4]:

Сила давления, создаваемая планкой транспортера:

$$F_{c.d.} = \sigma_j h b n. \quad (1)$$

Сила трения, обеспечивающая сцепление между планкой и грузом:

$$F_{mp.} = \rho g H b a n f_2, \quad (2)$$

где σ_j – сопротивление груза при работе планки, Па; ρ – плотность груза, кг/м³; h – высота планки, м; a – ширина планки, м; n – количество одновременно воздействующих планок; H – высота груза внутри прицепа или высота прицепа, м; b – длина планки транспортера, м; f_2 – коэффициент внешнего трения груза.

Силы сопротивления транспортеру при движении грузов:

Сила сопротивления, возникающая в результате сил трения грузов и планок о пол кузова прицепа, трения груза об борта прицепа равна:

$$F_{c1} = F_{m.z.} + F_{m.n.} + F_{m.b.}, \quad (3)$$

где $F_{m.z.} = \rho g V f_2$, $F_{m.n.} = \rho g H b a n f_3$, $F_{m.b.} = \rho g V m_{n.z.} f_2$, V – объем кузова прицепа, м³; f_3 – коэффициент трения между транспортером и полом кузова; $m_{n.z.}$ – коэффициент

подвижности груза. Коэффициент подвижности груза определяется следующим образом [5]:

$$m_{n.z.} = \frac{0.18}{f_1}, \quad (4)$$

где f_1 – коэффициент внутреннего трения груза.

У предлагаемого кузова имеется наклонный борт (рис. 2, б). Силу сопротивления движению груза по борту определяем следующим образом [7]:

$$F_{c2} = F'_z f_2 = \frac{\rho g h^2 \text{tg} \beta}{2} f_2, \quad (5)$$

где F'_z – сила тяжести груза, приходящаяся на область наклонного борта, Н; β – угол наклона борта; h – высота наклонной части борта, м.

При разгрузке груза с помощью саморазгружающегося устройства в цепи возникает сила натяжения, оказывающая сопротивление процессу разгрузки, которая определяется следующим образом [5, 8]:

$$F_n = F_{n-1} + F_{c3}, \quad (6)$$

где F_n и F_{n-1} – начальная и конечная сила тяги на рассматриваемом участке тянущегося элемента (цепи), Н.

Для рассчитываемого состояния сила натяжения цепи определяется для состояний в точках I-II-III-IV (рис. 3) [6].

Минимальная сила натяжения в начальной точке, т.е., в точке I, вытекает из условия предотвращения поворота скребковых транспортёров и равна:

$$F_I = F_{\text{мин}} = 3 \dots 10 \text{ кН} \quad (7)$$

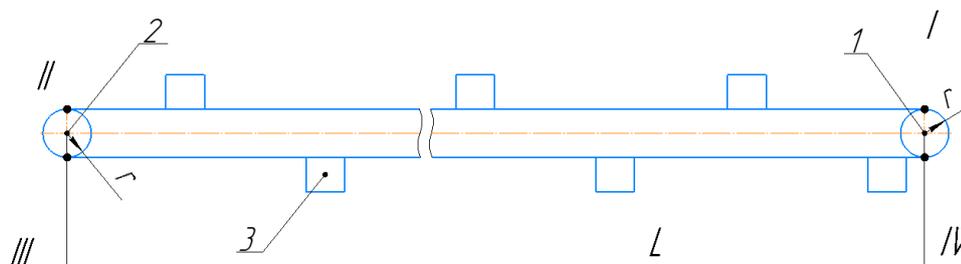


Рис. 3. Схема расчёта силы натяжения цепи транспортёра: 1 - ведущая звёздочка; 2 - ведомая звёздочка; 3 - планки

Сила натяжения в точке II равна:

$$F_{II} = F_I + F_{c3}, \quad (8)$$

где F_{c3} - сила сопротивления совместному движению груза и цепной части транспортёра по горизонтальному участку, которая определяется следующим образом:

$$F_{c3} = g(q_0 \omega + q_z \omega_z) L, \quad (9)$$

где q_0 – линейная плотность движущейся части, кг/м; ω и ω_z – коэффициенты сопротивления движению движущейся части и груза, L – длина транспортёра, м; q_z – линейная плотность движущегося по транспортёру груза, которая определяется следующим образом:

$$q_z = 1000 S \rho. \quad (10)$$

Линейную плотность движущейся части (q_0) можно рассчитать на основе параметров транспортёра, приведённых на чертеже или данных в каталогах, или приближённо следующим образом:

$$q_0 = k' q_z, \quad (11)$$

где $k'=0.5 \dots 0.6$ – коэффициент для одноцепных транспортёров, а $k'=0.6 \dots 0.8$ – коэффициент для двухцепных транспортёров.

Коэффициенты сопротивления движению подвижной части и груза:

ω - коэффициент сопротивления движению подвижной части: для цепных передач с катками на трущихся подшипниках $\omega = 0.1 \div 0.13$, для катков на подшипниках качения, трущихся цепных передач (без катков) $\omega = 0.25 \div 0.4$;

ω_2 - коэффициент сопротивления движению подвижного груза [7]:

$$\omega_2 = 1.1f_2. \quad (12)$$

Сила натяжения в точке III:

$$F_{III} = k_3F_{II}, \quad (13)$$

где k_3 – коэффициент сопротивления движению при обходе звёздочек. Этот коэффициент зависит от угла перегиба (α_e), при $\alpha_e \leq 90^\circ$, $k_3=1.04$, при $\alpha_e \leq 180^\circ$, $k_3=1.08$. Исходя из положения транспортёра, принимаем, что $k_3=1.08$.

Определение общей силы натяжения цепи в точке IV выполняется по той же схеме, что и в формуле (8), однако для точки IV не учитывается сопротивление движению груза, так как на этом участке цепь перемещается без нагрузки [5, 6, 8]:

$$F_{IV} = F_{III} + gq_0\omega L. \quad (14)$$

Общее сопротивление при разгрузке груза на транспортёре определяем следующим образом:

$$F_{o.c.} = F_{c1} + 2F_{c2} + F_n. \quad (15)$$

На основе суммарных сил сопротивления, возникающих при разгрузке груза, определяем необходимый крутящий момент для приведения транспортёра в движение:

$$M = F_{o.c.} r, \quad (16)$$

где r – радиус звёздочки транспортёра, м.

Результаты расчётов: в табл. 2 приведены сведения о параметрах грузов, возможных сил сопротивления, создаваемых ими, а также о расчётных значениях крутящего момента, необходимых для приведения транспортёра в движение.

Таблица 2

Тип груза	Плотность груза, ρ , т/м ³	Коэффициент внешнего трения груза по стали, f_2	Коэффициент внутреннего трения груза, f_1	Общая масса груза в прицепе, тонна	Суммарная сила сопротивления груза, $F_{o.c.}$ кН	Необходимый крутящий момент для транспортёра, M , Нм
Хлопок	0.2...0.3 [9]	0.45 [10]	0.83 [10]	12	286.6	25.4
Органическое удобрение	0.6...1 [4]	0.75 [11]	0.72 [11]	6.2	166	14.6
Силос	0.3 [11]	0.55 [11]	1.2 [11]	12.5	379	33.5
Солома	0.15...0.3 [11]	0.45 [12]	0.56 [12]	8.4	156	13.8

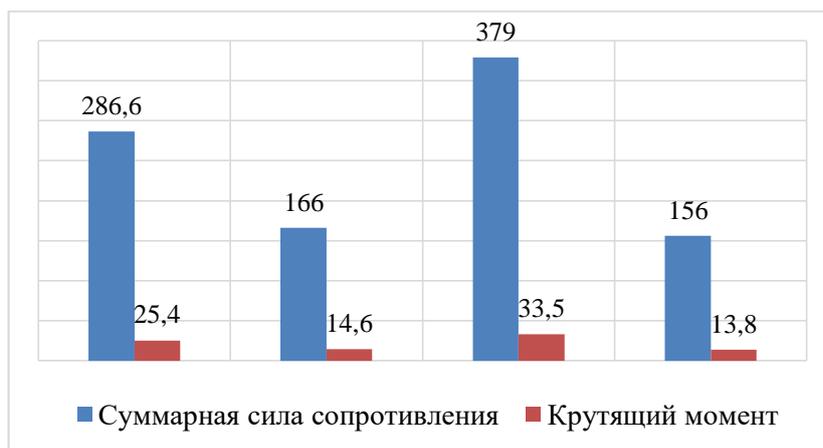


Рисунок 4. Диаграмма расчётных данных

Выводы. Согласно результатам расчётов, наибольшее сопротивление создаётся при разгрузке силосной продукции. При выборе механизмов привода предъявляем требование для преодоления силы сопротивления $F_{o,c}=379$ кН при обеспечении соответствующего крутящего момента $M=33.5$ кНм. Данные, полученные в результате вышеуказанных расчётов, позволяют выбрать приводные механизмы для саморазгружающегося устройства прицепа большого объёма. Результаты данного исследования могут быть использованы при выборе приводных механизмов (редуктор, гидромотор и др.), обеспечивающих работу саморазгружающегося устройства прицепа с большим объёмом грузоместности.

Статья выполнена за счет бюджетного финансирования Института механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева Академии наук Республики Узбекистан.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Отчет о научно-исследовательской работе по теме: Создание промышленного образца тракторного прицепа повышенной вместимости для современных хлопкоборочных машин (промежуточный) ГНТП ИЛ-462106970.
- [2]. Astanov B.J., Xudayorov M.T., Akbaraliyev A.A. Qishloq xo'jaligida qo'llaniladigan o'zi yuk tushiruvchi tirkamalarning konstruktiv tahlili // *Research and education*. 2024, Vol. 3, No. 3, pp. 16-20.
- [3]. Astanov B.J., Xudayorov M.T. O'zi yuk tushiruvchi tirkamalar patentlari tahlili // *Development of Specialized Higher Education and Science in the Conditions of Globalization: Problems and Opportunities. International Scientific Conference, April 9–10, 2025, Tashkent, Uzbekistan*.
- [4]. Марченко Н. М., Личман Г. И., Шебалкин А. Е. Механизация внесения органических удобрений. М.: ВО "Агропромиздат", 1990, 207 с.
- [5]. Зенков Р.Л. и др. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов. М.: Машиностроение, 1987, 432 с.
- [6]. Спиваковский А.В. Транспортирующие машины. Уч. пособие для машиностроительных вузов. Рассмотрены конструкции и расчет основных типов транспортирующих машин непрерывного действия: конвейеров, эскалаторов, элеваторов и др. М.: Машиностроение, 1983, 487 с.
- [7]. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов (Основания расчета погрузочно-разгрузочных и транспортирующих устройств). М.: МАШГИЗ, 1952, 220 с.
- [8]. Матвеев В.И., Смоляр А.П. Машины непрерывного транспорта: учебно-методическое пособие. Могилев: «Белорусско-Российский университет», 2021, 368 с.
- [9]. Байназаров Х.Р. Кузовлари алмашувчи универсал трактор тиркамалари кўтариб-ағдарши қурилмасининг параметрларини асослаш техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD) илмий даражасини олиш учун ёзилган диссертация. Андижон. 2022.
- [10]. Мирошниченко Г.И. Основы проектирования машин первичной обработки хлопка. М.: Машиностроение, 1972, 486 с.
- [11]. Оскирко А. И. Примеры расчета подъемно-транспортных машин и механизмов сельскохозяйственного назначения: учебно-методическое пособие. Минск: БГАТУ, 2010, 352 с.
- [12]. Phani Adapa, Lope Tabil, Greg Schoenau. Physical and frictional properties of non-treated and steam exploded barley, canola, oat, and wheat straw grinds // *Powder Technology*. 2010, Vol. 201, No. 3, pp. 230-241.

Дата поступления
11.06.2025

Xudayorov M.T. Katta hajmli tirkamaning o'zi yuk tushiruvchi qurilmasiga qarshilik qiluvchi kuchlar hisobi
Annotatsiya. Ushbu maqolada katta hajmli tirkamaning o'zi yuk tushiruvchi qurilmasining paxta, organik o'g'it, silos va somon yuklangan holatida qarshilik kuchlari aniqlanib, olingan natijalar asosida yukni tushirishda zarur bo'luvchi burovchi moment aniqlandi.

Kalit so'zlar: katta hajmli tirkama, o'zi yuk tushiruvchi qurilma, zanjirli plankali konveyer, paxta, organik o'g'it, silos, somon, ichki ishqalanish koeffitsiyenti, tashqi ishqalanish koeffitsiyenti.

Khudayorov M.T. Calculation of resistance forces during the operation of a self-unloading device of a trailer with a large volume of loading capacity

Abstract. In this article, resistance forces are determined during the unloading of a self-unloading device of a trailer with a large loading capacity (cotton, organic fertilizers, silage, and straw). Based on the results obtained, the required torque during unloading was calculated.

Keywords: trailer with a large loading capacity, self-unloading device, chain slat conveyor, cotton, organic fertilizers, silage, straw, coefficient of internal friction, coefficient of external friction.

МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ХЛОПКА И ЕГО ПРОДУКТОВ

¹Ахмедов Х.А., ¹Примов Б.Х., ¹Сайидов Ф.Х., ²Маллаев О.С.

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

²Термезский государственный университет инженерии и агротехнологии, Термез, Узбекистан

E-mail: davlat_mm@mail.ru

Аннотация. В статье представлены результаты моделирования аэродинамических устройств для транспортирования хлопка и очистки воздуха на хлопкоочистительных предприятиях. Для этого экспериментально установлены основные показатели радиального вентилятора ВЦП 6-46, что позволило установить габаритные размеры циклона УЦВ-1,5 с масштабом моделирования 2.72 с учетом коэффициента запаса (1.27), согласно которому необходимо изготовить модель циклона. Установлены закономерности изменения расхода воздуха в зависимости от диаметра всасывающего трубопровода, которые позволяют, изменяя диаметр всасывающего отверстия, подбирать необходимый расход воздуха.

Ключевые слова: моделирование, хлопок, волокна, семена, засоренность, транспортировка, очистка, радиальный вентилятор, трубопровод, расход воздуха, циклон.

Сохранение природных свойств хлопка и повышение качества его продукции зависят от технологических процессов сушки, очистки, джинирования хлопка и очистки волокна, для чего используются высокоэффективные технические средства. Поэтому возникает необходимость выбора технологических режимов на основе разработки моделей, позволяющих сократить расход электроэнергии, количество отходов волокна, выбрасываемое в атмосферу и разработать оборудование, предотвращающее повреждение хлопка и волокна и уход волокнистых материалов в отходы. Для этого необходимо разработать механизмы и устройства, сохраняющие природные свойства волокна и предотвращающие уход волокнистых материалов в отходы [1, 2].

В связи с этим, важно создать новые методики и технологии, основанные на теоретических исследованиях очистки хлопка и волокна, обладающие высокой эффективностью и сохраняющие природные свойства волокна. Отечественные хлопко-текстильные кластеры предъявляют ряд требований к хлопкоочистительным предприятиям по снижению волокнистых отходов в технологических процессах и повышению эффективности очистки запыленного воздуха от примесей; здесь важную роль играют пневмотранспортные установки [3].

Пневматические транспортные установки хлопкоочистительных машин – это комплекс устройств, перемещающих хлопок, волокна, семена и сорные примеси с помощью сжатого или разреженного воздуха.

Установки для пневматического транспортирования материалов различают по давлению несущего потока, размеру частиц и концентрации перемещаемого материала в потоке, характеру движения потока, типам питательных устройств и др. Наиболее часто их классифицируют по концентрации перемещаемого материала и значению давления в пневмосистеме. Концентрация смеси перемещаемого материала – это отношение его массы к массе транспортирующего воздуха [4].

Пневмотранспортные установки хлопкоочистительной промышленности, в основном, состоят из следующих устройств (рис. 1): 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – вентилятор; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – нагнетательный трубопровод; 6 – циклон (фильтр); 7 – шлюзовой затвор [5].

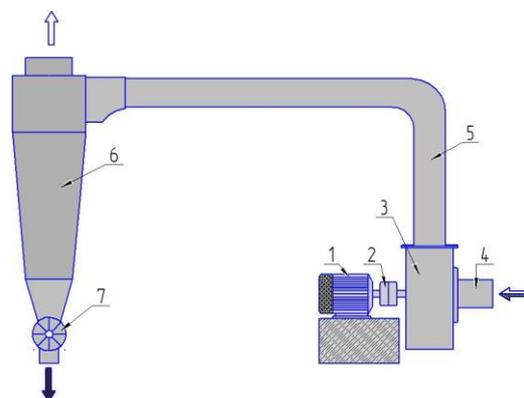


Рис. 1. Схема пневмотранспортной установки: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – вентилятор; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – нагнетательный трубопровод; 6 – циклон (фильтр); 7 – шлюзовой затвор

Пневматическая транспортировка отличается высоким потреблением энергии, необходимой для достижения способности выдерживать нагрузки воздушного потока. На хлопкоочистительных предприятиях, в основном, применяют всасывающие установки для транспортировки хлопкового волокна от батареи пильных джинов, а линта – от линтеров до конденсоров. Пневмотранспорт обеспечивает эффективную транспортировку таких материалов, как хлопок-сырец [6].

Увеличение скорости пневмотранспортировки хлопка-сырца сопровождается увеличением повреждаемости семян, что приводит к ухудшению качества хлопкового волокна, а при подготовке посевных семян – к снижению их всхожести. Поэтому большой интерес представляет изучение влияния геометрических форм отводов на степень повреждения семян транспортируемого хлопка-сырца [7]. При первичной обработке хлопка в составе пыли содержится много минеральных частиц. На более поздних стадиях переработки хлопка уменьшается минеральная пыль и увеличивается органическая пыль, то есть увеличивается пыль, образующаяся в результате ударов волокна, семян хлопка или коробочек и повреждения высокоскоростного оборудования [8].

Запыленный воздух, выделяющийся на хлопкоочистительных предприятиях, в основном, очищается с помощью центробежных пылеуловителей (табл. 1 и рис. 2). От состава запыленного воздуха, выбрасываемого на всех этапах технологического процесса первичной переработки хлопка (приемка, бунтование и хранение, сушка-очистка, дженирование, линтерование, прессование и т.д.), зависит эффективность его очистки [9].

Таблица 1

Основные показатели циклонов

№	Тип циклона	Диаметр циклона, м	Высота циклона, м	Расход воздуха, м ³ /с	Гидравлическое сопротивление, Па	Эффективность очистки циклона, %
1	ЦС-6	2.3	6.8	6	630	85
2	УЦВ-3М	1.5	4.5	3	650	90
3	ЦП-3, ЦЛ-3	1.614	4.45	3	650	86
4	УЦВ-1.5	1.0	3.1	1.5	700	88

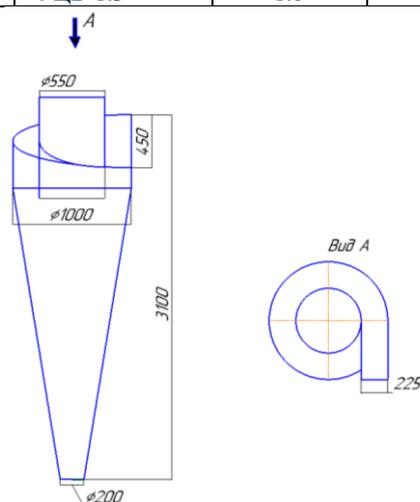


Рис. 2. Центробежный пылеуловитель (циклон) УЦВ-1.5

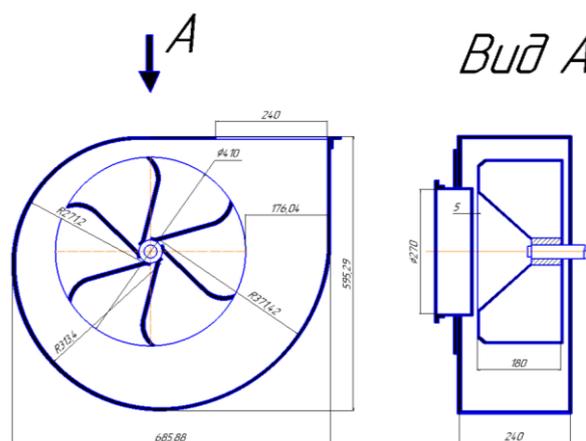


Рис. 3. Радиальный вентилятор ВЦП 6-46

Для моделирования и исследования процесса пневматической транспортировки хлопка, волокна, семян и очистки от сорных примесей, необходимо создать лабораторный стенд, состоящий из вышеуказанных устройств, используя принцип подобия. Критерии подобия в конструировании - это безразмерные физические величины (числа, масштаб), которые используются для установления сходства между физическими явлениями и процессами, например, при моделировании. Применение критерия подобия позволяет распространять результаты экспериментов с уменьшенных моделей на полномасштабные конструкции или другие подобные системы [10].

Известно, что вентиляторы состоят из электродвигателя для передачи вращательного движения рабочего колеса (крыльчатки) с лопастями, приводящими в движение воздушный поток [11]. Исходя из этого, для моделирования процесса пневмотранспортировки хлопка и его продуктов, принимаем радиальный вентилятор ВЦП 6-46 (рис. 3) [12]. Для выявления основных показателей вентилятора ВЦП 6-46 проведены измерения показателей, которые приведены в табл. 2.

Таблица 2

Основные показатели вентилятора ВЦП 6-46

№	Диаметр всасывающего трубопровода d , м	Площадь поперечного сечения всасывающего трубопровода S_1 , м ²	Потребляемая мощность электро-двигателя, кВт	Средняя скорость воздушного потока вентилятора v , м/с		Расход воздуха вентилятора Q , м ³ /с	
				Всасывающий	Нагнетательный	Всасывающий	Нагнетательный
1	0.13	0.0133	1.234	21.344	6.291	0.283	0.362
2	0.165	0.0214	1.246	17.129	6.507	0.366	0.375
3	0.2	0.0314	1.306	14.153	7.436	0.445	0.428
4	0.235	0.0434	1.396	12.700	9.629	0.551	0.555
5	0.27	0.0573	1.521	12.242	13.259	0.701	0.764

Установлены следующие этапы моделирования пневмотранспортной установки:

1. Выбор параметров электродвигателя (5.5 кВт, 1460 об/мин) [13];
2. Выбор параметров вентилятора (табл. 2);
3. Установление производительности по воздуху вентилятора и расхода электроэнергии электродвигателя (рис. 4 и табл. 2);
4. Выбор конструкции и марки циклона на основе производительности по воздуху вентилятора (табл. 2);
5. На основе критерия подобия установить масштаб конструкции циклона, то есть, определение уменьшенного размера модели (табл. 3).
6. При установлении значений скорости воздуха используется анемометр марки AS806 [13].

При определении расхода воздуха на всасывающим и нагнетающим трубопроводах использована следующая формула

$$Q_1 = S_1 \cdot v_1 \quad \text{и} \quad Q_2 = S_2 \cdot v_2 \quad (1)$$

где: $S_1 = \pi \cdot d^2 / 4$ - площадь поперечного сечения всасывающего трубопровода, $S_2 = (0.24 \text{ м} \times 0.24 \text{ м}) = 0.0576 \text{ м}^2$ - площадь поперечного сечения квадратного нагнетательного трубопровода вентилятора ВЦП 6-46, v_1 и v_2 - соответственно средняя скорость всасывающего и нагнетательного воздушного потока вентилятора.

Основным показателем циклона УЦВ-1,5 (табл. 1) и вентилятора ВЦП 6-46 (табл. 2) является расход воздуха вентилятором и циклоном.

Если учесть, что максимальный расход воздуха циклоном $Q_{\text{ц}} = 1.5 \text{ м}^3/\text{с}$, а вентилятором $Q_{\text{в}} = 0.7 \text{ м}^3/\text{с}$, тогда минимальное соотношение равно $\mu_{\text{min}} = Q_{\text{ц}}/Q_{\text{в}} = 1.5/0.7 = 2.14$, а с учетом коэффициента запаса (1.27) максимальное соотношение равно $\mu_{\text{max}} = Q_{\text{ц}}/Q_{\text{в}} = 1.5/0.55 = 2.72$.

Таблица 3

Масштабированные модели циклона - УЦВ-1.5

№	Наименование размера, м	Масштаб		
		1	2.14	2.723
1	Высота	3.1	1.4486	1.1385
2	Максимальный диаметр циклона	1	0.4673	0.3672
3	Минимальный диаметр циклона	0.2	0.0935	0.0734
4	Высота отверстия улотка	0.45	0.2103	0.1653
5	Ширина отверстия улотка	0.225	0.1051	0.0826
6	Выходное отверстие циклона в верхней части	0.55	0.2570	0.2020

В результате проведенных исследований установлено, что с увеличением (рис. 4) диаметра всасывающего трубопровода от 0.13 до 0.27 м, увеличивается скорость нагнетающего воздушного потока с 6.3 до 13.2 м/с, а скорость всасывающего воздушного потока снижается с 21.3 до 12.2 м/с. Кроме того, установлено, что с увеличением (рис. 5) диаметра всасывающего трубопровода от 0.13 до 0.27 м, увеличивается расход воздуха как нагнетающего воздушного потока с 0.362 до 0.764 м³/с, так и всасывающего воздушного потока с 0.283 до 0.701 м³/с.

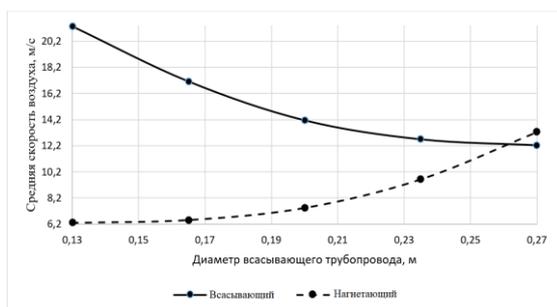


Рис. 4. Изменение средней скорости воздуха в зависимости от диаметра всасывающего трубопровода радиального вентилятора ВЦП 6-46 с использованием анемометра марки AS806

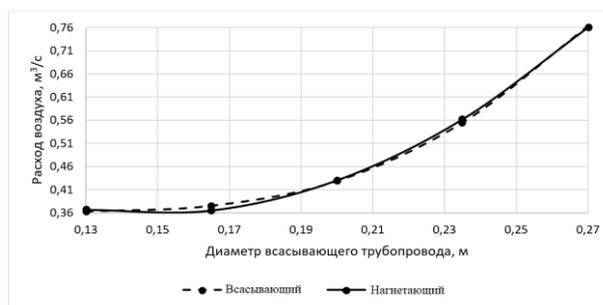


Рис. 5. Изменение расхода воздуха в зависимости от диаметра всасывающего трубопровода радиального вентилятора ВЦП 6-46

Проведенное экспериментальное исследование с использованием радиального вентилятора ВЦП 6-46 позволило смоделировать циклон УЦВ-1,5 с масштабами 1, 2.14, 2.72. Для привода вентилятора использованы муфта и электродвигатель мощностью 5.5 кВт с оборотом вращения ротора 1460 в минуту.

Установлена закономерность изменения расхода воздуха в зависимости от диаметра всасывающего трубопровода, которая позволяет подобрать необходимый расход воздуха.

Проведенные исследования позволили установить габаритные размеры циклона УЦВ-1,5 с масштабом моделирования 2.72 с учетом коэффициента запаса (1.27), по которому необходимо изготовить модель циклона.

Заключение. В целом, результаты моделирования позволили установить основные показатели радиального вентилятора ВЦП 6-46, что дало возможность установить габаритные размеры циклона УЦВ-1,5 с масштабом моделирования 2.72 с учетом коэффициента запаса (1.27) по расходу воздуха для изготовления модели циклона. Установлены закономерности изменения расхода всасывающего и нагнетающего воздуха и их средней скорости в зависимости от диаметра всасывающего трубопровода, что даёт возможность подобрать необходимый расход воздуха установки в зависимости от диаметра всасывающего трубопровода.

Благодарность. Работа выполнена в рамках бюджетного финансирования института Механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева Академии наук Республики Узбекистан.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Абдуллаев Р.К., Алиев Б.Т., Мамаджонов Ж.Б.* Влияние эффективности сушки, очистки и джинирования хлопкосырца на качество волокна // *Universum: технические науки.* 2023, №4-3 (109), стр. 44-46
- [2] *Усманов Х.С., Мамаджонов Ж.Б., Бахритдинов С.Ш., Алиев Б.Т.* Влияние механических воздействий на качества хлопкового волокна и меры по их снижению // *Universum: технические науки.* 2024, № 7(124), стр. 63-67.
- [3] *Палуанов Б.А., Пирматов А.П., Тольбаев А.Р., Абатов М.А.* Анализ характеристик технологических процессов хлопко-текстильного кластера // *Universum: технические науки.* 2024, № 3(120), стр 5-8.
- [4] *Калинушкин М.П., Коппель М.А., Серяков В.С., Шапунов М.М.* Пневмотранспортное оборудование: Справочник. Л.: Машиностроение, 1986, 286 с.
- [5] *Усманов Д.А., Умарова М.О.* Применение пневматического транспорта на хлопкоочистительных заводах // *Экономика и социум.* 2022, №4-3 (95), стр 492-497.
- [6] *Мурадов Р.М., Мухаметшина Э.Т.* Анализ исследования по совершенствованию элементов пневмотранспортных установок в целях снижения поврежденности хлопковых семян // *Universum: технические науки.* 2020, №6-2 (75), стр 40-44.

- [7] *Омонова М.С., Ибрагимова Г.О.* Влияние обработки семян хлопчатника на физико-химические показатели получаемого масла // *Universum: технические науки*. 2019, № 11 (68).
- [8] *Абдурахмонов А.А., Пардаев Х.Н., Ганпарова М.А.* Проблема перемещения хлопка на пневмотранспорте // *Universum: технические науки*. 2022, №4-6 (97), стр. 20-25.
- [9] *Зикрияев Э.* Первичная обработка хлопка. Ташкент: Мехнат, 1999, 200 с.
- [10] *Шустов Ю.С.* Методы подобиия и размерности в текстильной промышленности. М.: МГТУ, 2002
- [11] *Коваленко П.В.* Насосы и вентиляторы. Новополюк: ПГУ, 2009, 372 с.
- [12] *Копылов И. П.* Проектирование электрических машин: учебник для вузов / 4-е изд., перераб. и доп. М.: Издательство. Юрайт, 2019, 828 с.
- [13] Цифровой анемометр AS806 - https://aliexpress.ru/item/1005007965729492.html?sku_id=12000043060809385

Дата поступления
18.07.2025

Ahmedov X.A., Primov B.X., Sayidov F.X., Mallaev O.S. Paxta va uning mahsulotlarini tashish uchun aerodinamik qurilmalarni modellashtirish.

Annotatsiya. Maqolada paxta tozalash zavodlarida paxtani tashish va havoni tozalash uchun aerodinamik qurilmalarni modellashtirish natijalari keltirilgan. Shu maqsadda VSP 6-46 radial ventilyatorining asosiy ko'rsatkichlari eksperimental ravishda o'rnatildi, bu esa siklon modelini ishlab chiqarish zarur bo'lgan xavfsizlik koeffitsientini (1.27) hisobga olgan holda modellashtirish masshtabi 2.72 bo'lgan USV-1,5 siklonining umumiy o'lchamlarini o'rnatishga imkon berdi. Suruvchi quvurning diametriga qarab havo oqimi tezligini o'zgartirish qonuniyati o'rnatildi, bu suruvchi quvur teshigining diametridini o'zgartirish orqali kerakli havo oqimi sarfini tanlash imkonini beradi.

Kalit so'zlar: modellashtirish, paxta, tola, chigit, ifloslanish, tashish, tozalash, radial ventilyator, quvur, havo oqimi tezligi, siklon.

Akhmedov Kh.A., Primov B.Kh., Sayidov F.X., Mallaev O. S. Modeling of aerodynamic devices for transporting cotton and its products.

Abstract. The article presents the results of modeling aerodynamic devices for transporting cotton and air cleaning in cotton ginning plants. For this purpose, the basic parameters of the radial fan BЦП 6-46 were experimentally determined, which made it possible to establish the overall dimensions of the cyclone УЦВ-1.5 with a modeling scale of 2.72, taking into account the safety factor (1.27) according to which the cyclone model should be manufactured. The pattern of airflow change, depending on the diameter of the suction pipe, was established, allowing the required airflow to be selected by adjusting the diameter of the suction port.

Keywords: modeling, cotton, fibers, seeds, contamination, transportation, cleaning, radial fan, pipeline, airflow rate, cyclone.

СОДЕРЖАНИЕ

Э.И. Старовойтов, А.В. Яровая, А. Абдусаттаров. Модели нелинейного деформирования трехслойной цилиндрической оболочки в температурном поле с учетом повреждаемости	3
К.С. Султанов. Новый подход к определению параметров взаимодействия подземных трубопроводов с грунтом и продольных напряжений в них при сейсмических воздействиях.....	9
Б.М.Мардонов, А.М.Салимов, О.А.Салимов. Движения смеси “воздух-хлопок-сырец” в пневматических транспортных системах при очистке ее от сорных примесей.....	16
С.И. Умархонов, П.В. Логинов. Исследование напряженно-деформированного состояния чарвакской плотины с учетом давления воды.....	25
О.М. Дусматов, М.У.Ходжабеков, Ф.У.Касимова. Устойчивость нелинейных колебаний стержня переменного поперечного сечения с динамическим гасителем.....	31
Д. Якубжанов. Влияние условий закрепления на собственные частоты колебаний особо высотных сооружений.....	39
А.Т. Салохиддинов, А.Г. Савицкий, М.В. Радкевич, О.А. Аширова, П.А. Хакимова, Э. Абдумажидов. Алгоритм решения полной системы уравнений Навье–Стокса.....	47
К.И. Байманов, Р.К. Байманов, Г.Т. Шаниязов, А.А. Мадияров. О процессе переформирования русел и методика расчета экологической устойчивости прибрежных территорий дельты реки амударьи	59
Н.А. Носирова. Численное моделирование двухэлементного профиля крыла NLR-7301.....	69
О.М. Бегимов. Математическое моделирование состояния реальной газогазоджидкостной смеси при постоянной массовой доли газа.....	76
С.А. Музаффаров. Численное моделирование обтекания аэродинамического профиля s818-пг на основе современных моделей турбулентности.....	82
А.Т. Йулдашев, Д.А. Кулдошев. Разработка модели механизма насыщения хлопка-сырца мелкими сорными частицами при движении в пневмотранспортной системе хлопкоуборочных машин.....	94
О.С. Норкузиёв. Расчет динамической нагрузки фрикционной передачи вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной машины.....	102
Г. А. Бахадиров, А. Н.Бердиев. Повышение эффективности работы вилочного погрузчика за счёт улучшения её поворачиваемости.....	110
Б.С. Игамбердиев. Математические модели процесса отжима мокрой кожи.....	118
Н.А. Максудова. Расчет основных геометрических параметров бипланетарного привода рабочего органа месильной машины.....	124
М.Т. Худаёров. Расчёт сил сопротивления при работе саморазгружающегося устройства прицепа с большим объёмом грузоместимости.....	127
Х.А. Ахмедов, Б.Х. Примов, Ф.Х. Сайидов, О.С. Маллаев. Моделирование аэродинамических устройств для транспортирования хлопка и его продуктов.....	133

MUNDARIJA

E.I. Starovoytov, A.V.Yarovaya, A.Abdusattorov. Termik maydonda uch qatlamli silindrik qobiqning yemirilishini hisobga olgan holda nochiziqli deformatsiyalanishi modeli.....	3
K.S. Sultanov. Seysmik kuchlar ta’siridan yer osti quvurlarining grunt bilan o’z’aro ta’sir parametrlarini va quvurdagi bo’ylama kuchlanishlarni aniqlashga yangi yondashuv.....	9
B.M. Mardonov, A.M.Salimov, O.A. Salimov. “Havo – paxta xomashyosi” aralashmasining harakatini pnevmotransport tizimlarida uni iflos aralashmalardan tozalash jarayoni.....	16
S.I. Umarxonov, P.V. Loginov. Suv bosimini hisobga olgan holda Chorvoq to’g’onining kuchlanganlik-deformatsiya holatini tadqiq qilish.....	25
O.M. Dusatov, M.U.Xodjabekov, F.U. Kasimova. Ko’ndalang kesimi o’zgaruvchan sterjenning dinamik so’ndirgich bilan chiziqalmas tebranishlari ustuvorligi.....	31
D. Yoqubjonov. O’z-o’ziga qo’shma bo’lmagan operatorlar uchun spektral masalalarning sonli yechimi: differensial yondashuv va sonli yechimlar.....	39
A.T. Saloxiddinov, A.G.Savitskiy, M.V.Radkevich, O.A.Ashirova, P.A.Xakimova, E. Abdumajidov. Navye–Stoks to’liq tenglamalari tizimini yechish algoritmi.....	47
K.I. Baymanov, R.K.Baymanov, G.T.Shaniyazov, A.A. Madiyarov. Amudaryo deltasing qirg’oqbo’yi hududlarida o’zanlarni jarayonini va ekologik barqarorlikni hisoblash uslubiyoti.....	59
N.A. Nosirova. Ikki elementli Nlr-7301 qanot profilini raqamli modellashtirish.....	69
O.M. Begimov. Real gaz-suyuqlik aralashmasi holatini gazning o’zgarimas massa ulushi sharoitida matematik modellashtirish.....	76
S.A. Muzaffarov. Zamonaviy turbulentslik modellari asosida S818-NR aerodinamik profilning oqib o’tilishini sonli modellashtirish.....	82
A.T. Yuldashev, D.A. Qo’ldoshev. Paxta terish mashinalarining pnevmotransport tizimida harakatlanayotgan paxta xom ashyosini mayda iflos zarrachalar bilan to’yinish mexanizmi modelini ishlab chiqish.....	94
O.S. Norqo’ziyev. Vertikal shpindelli paxta terim mashinasi friksion uzatmasi dinamik yuklanishining hisobi.....	102
G.A. Bahadirov, A.N. Berdiev. Vilkali yuk ko’tarish va tashish mashinasining burilishini yaxshilash hisobiga samaradorligini oshirish.....	110
B.S. Igamberdiyev. Ho’l charmni siqish jarayonining matematik modellari.....	118
N.A. Maqsudova. Arashtiruvchi mashina ishchi qismining biplanetar uzatmasining asosiy geometrik o’lchamlarini hisoblash.....	124
M.T. Xudayorov. Katta hajmli tirkamaning o’zi yuk tushiruvchi qurilmasiga qarshilik qiluvchi kuchlar hisobi.....	127
X.A.Ahmedov, B.X.Primov, F.X.Sayidov, O.S. Mallaev. Paxta va uning mahsulotlarini tashish uchun aerodinamik qurilmalarni modellashtirish.....	133

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 не должны быть ранее 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 к 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 к 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 к 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.Стигана*. 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., Помыткин 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., Новокшанов 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 упругопластических 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 упругопластических 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.

Номер одобрен на заседании редакционной коллегии журнала 03.10.2025
Сдано в набор 03.09.2025. Подписано в печать 03.10.2025.
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 типографии ООО “Munis design group”:
100170, г. Ташкент, ул. .Буз-2, презд, дом 17-А.