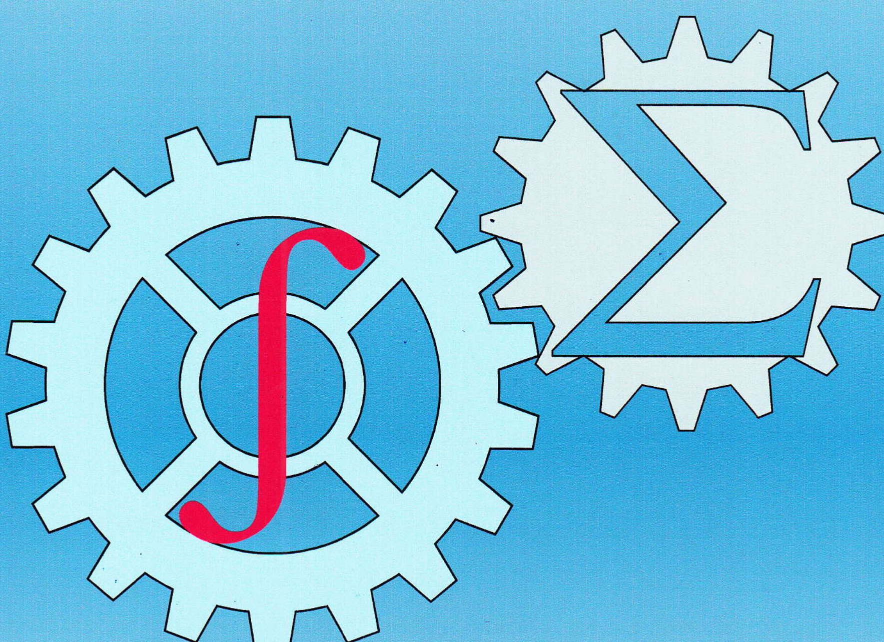
Институт механики и сейсмостойкости сооружений
Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti

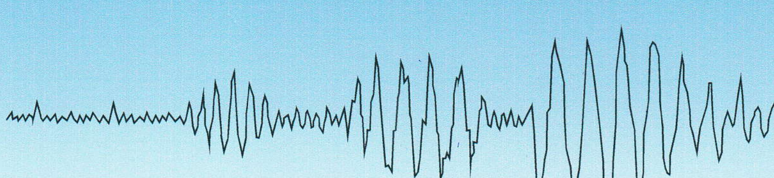
MISMI

O'ZBEKISTON FANLAR AKADEMIYASI

ISSN: 2010-7250
Published from 1992

MEXANIKA MUAMMOLARI
ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ
PROBLEMS OF MECHANICS





2024
Volume 33
No: 1

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

MEXANIKA MUAMMOLARI

O‘ZBEKISTON JURNALI

1
2024

УЗБЕКСКИЙ ЖУРНАЛ

ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ

Журнал под таким названием издается с января 1992 г.

Ташкент – 2024

Адрес редакции:
100125, Ташкент, Академгородок, Дурмон йули, 33.
Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз

Телефон: +99871 262-78-34
Факс: +99871 262-71-52
E-mail: instmechofficial@gmail.com

Технический редактор: Михайлова В.В.

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

Номер одобрен на заседании редакционной коллегии журнала 15.03.2024
Сдано в набор 01.03.2024. Подписано в печать 26.03.2024.
Формат 60×84 $^1/_8$. Гарнитура Times New Roman. Ризография.
Усл.- печ. л. 6.5. Уч.-изд. л. 6.82. Тираж 130. Заказ № 716.
Цена договорная.

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

УДК: 519.63+539.37 (575.1)

СВЯЗАННЫЕ ЗАДАЧИ ПЛОСКОЙ ТЕРМОУПРУГОСТИ В ДЕФОРМАЦИЯХ

[1]Халджигитов А.А., [2]Джумаёзов У.З., [1]Хасанова З.З.

[1]Национальный университет Узбекистана имени Мирзо Улугбека, Ташкент, Узбекистан;
[2]НИИ развития цифровых технологий и искусственного интеллекта, Ташкент, Узбекистан.
E-mail: djumayozov@bk.ru

Аннотация: *Настоящая работа посвящена математическому и численному моделированию связанной динамической задачи термоупругости в деформациях. Сформулирована и решена численно связанная краевая задача термоупругости в деформациях для прямоугольной пластины с соответствующими начальными и краевыми условиями. Сеточные уравнения построены конечно-разностным методом в виде явных и неявных схем. При этом решение явной схемы приведено к рекуррентным соотношениям относительно деформаций и температуры. В случае неявных схем разностные уравнения решены последовательным применением метода прогонки по координатным осям. Сравнением численных результатов, полученных различными методами на основе двух разных моделей обоснована справедливость сформулированных краевых задач. По предложенным численным алгоритмам разработано соответствующее программное обеспечение для решения двумерных связанных задач термоупругости в деформациях.*

Ключевые слова: *термоупругость; условие совместности; деформация; начальные условия; явная и неявная схемы; конечно-разностный метод; метод прогонки; краевая задача.*

Введение. На современном этапе развития науки и техники, исследование напряженно-деформированного состояния конструкций и их элементов с целью определения запасов их прочности и надежности, с учетом термомеханических упругопластических деформаций, является актуальной задачей научно-технических приложений.

Математические модели, описывающие процесс термоупругого деформирования, были впервые рассмотрены в работах Дюамеля-Неймана, в которых предполагалось, что полная деформация состоит из упругой деформации и теплового расширения. При решении термоупругих задач обычно температурные поля определяются предварительно на основе решения уравнения притока тепла.

В последние годы научные исследования, посвященные изучению взаимовлияния термических и механических факторов на возникновение связанных термоупругих деформаций, интенсивно растут. Учет взаимовлияния термомеханических сил может быть достигнут рассмотрением уравнения притока тепла в сочетании с уравнениями движения деформируемых твердых тел.

Основными численными методами решения связанных задач термомеханики являются метод конечных элементов, вариационно-разностные и конечно-разностные методы. В последнее время широко стали применять метод граничных элементов.

Формулировка краевых задач относительно напряжений и деформаций является актуальной задачей механики твердого тела. Формулировка краевых обычно основывается на условиях совместности деформаций Сен-Венана [1].

Известно, что условия совместности деформаций с помощью соотношения Дюамеля-Неймана и уравнения движения могут быть записаны относительно тензора напряжений в виде уравнений Бельтрами-Митчелла [4, 5, 7, 22]. Уравнения Бельтрами-Митчелла в сочетании с тремя уравнениями движения составляют краевую задачу с девятью уравнениями и тремя граничными условиями [11].

В работах Бородачева Н.М. [2, 3] показано, что первая группа трех уравнений Бельтрами-Митчелла зависимы от второй группы уравнений. В работах Победри В.Е. [4, 5, 6] условия совместности и уравнения равновесия приведены к краевой задаче в напряжениях, состоящих из шести уравнений. В частном случае из уравнений Победри В.Е. следуют уравнения Бельтрами-Митчелла. Вопросы эквивалентности постановки краевых задач в перемещениях и напряжениях рассмотрены в [7]. Вопросы существования и единственности решения краевых задач рассмотрены в [8, 9]. Уравнения Бельтрами-Митчелла с учетом температуры рассмотрены в работе Новацкого В. [10]. Связанные задачи термоупругости рассмотрены в [12]. К исследованию динамических краевых задач в напряжениях посвящены работы Коновалова А.Н. [13].

Вопросы формулировки краевых задач относительно деформаций является малоизученной областью механики деформируемого твердого тела. В этой области можно отметить работы Победри В.Е. [5, 6] и Бородачева Н.М. [2]. В работах Победри В.Е. уравнение совместности деформаций в сочетании с уравнением равновесия записано в виде шести дифференциальных уравнений относительно компонентов тензора деформаций. В [3] в рамках уравнений Бельтрами-Мичелла рассмотрены уравнения относительно деформаций для бесконечной полуплоскости.

Несмотря на существующие эффективные методы решения прикладных задач, таких как методы МКЭ, BEM и конечно-разностных методов, численно решенных краевых задач относительно напряжений немного. Отметим классические работы Филоненко-Бородича М. [14]. Задача о равновесии параллелепипеда в напряжениях, вариационно-разностным методом рассмотрены в работах [4, 5, 15].

Данная работа посвящена формулировке и численному решению связанных задач термоупругости в деформациях. Дискретные уравнения составлены конечно-разностным методом в виде явных и неявных схем. Решена численно плоская связанная динамическая задача термоупругости относительно деформаций для прямоугольной пластины. Решения явных схем приведены к рекуррентным соотношениями относительно компонентов тензора деформаций и температуры. Неявные схемы, приведены к последовательному применению метода прогонки по соответствующим направлениям.

Постановка связанной краевой задачи теории упругости в деформациях.

Известно [4, 5, 6], что связанная краевая задача термоупругости для изотропных состоит из уравнения движения

$$\sigma_{ij,j} + \rho X_i = \rho \ddot{u}_i, \tag{1}$$

соотношения Дюгамеля-Неймана

$$\sigma_{ij} = \lambda\theta\delta_{ij} + 2\mu\varepsilon_{ij} - (3\lambda + 2\mu)\alpha(T - T_0)\delta_{ij}, \tag{2}$$

соотношения Коши

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}), \tag{3}$$

уравнения притока тепла

$$\lambda_0\theta_{,ii} - C_\varepsilon\dot{\theta} - T_0\gamma\dot{\varepsilon}_{ii} = -w,\ \gamma = (3\lambda + 2\mu)\alpha,$$

начальных и граничных условий

$$u_i|_{t=t_0} = \varphi_i,\ \frac{\partial u_i}{\partial t}|_{t=t_0} = \psi_i,\ T|_{t=t_0} = \tilde{T},$$

$$u_i|_{\Sigma_1} = u_i^0,\ \sigma_{ij}n_j|_{\Sigma_2} = S_i,\ T|_{\Sigma} = T^0.,$$

где σ_{ij} – тензор напряжений, ε_{ij} – тензор деформаций, u_i – перемещения, T – температура, $\lambda,\ \mu$ – упругие постоянные Ламе, θ – шаровая часть тензора деформаций, S_i – поверхностная нагрузка, n_i – компоненты внешней нормали к поверхности Σ, X_i – объемные силы, δ_{ij} – символ Кронекера.

С помощью соотношений (2) и (3), уравнение движения может быть записано относительно перемещений [10, 17, 18] т.е.

$$\mu\nabla^2 u_i + (\lambda + \mu)\theta,_i - (3\lambda + 2\mu)\alpha\frac{\partial T}{\partial x_i} + \rho X_i = \rho\ddot{u}_i, \tag{4}$$

где ∇^2 – оператор Лапласа, $\theta = \varepsilon_{kk}$.

Дифференцируя уравнение (4) по x_j т.е.

$$\mu\nabla^2 u_{i,j} + (\lambda+\mu)\theta,_{ij} - (3\lambda+2\mu)\alpha T_{,ij} + \rho X_{i,j} = \rho \ddot{u}_{i,j}, \tag{5}$$

поменяв в (5) местами индексы *i* и *j*

$$\mu\nabla^2 u_{j,i} + (\lambda+\mu)\theta,_{ji} - (3\lambda+2\mu)\alpha T_{,ij} + \rho X_{j,i} = \rho \ddot{u}_{j,i}, \tag{6}$$

и, сложив уравнения (5) и (6), можно найти [2, 14, 24], что

$$\mu\nabla^2 \varepsilon_{ij} + (\lambda+\mu)\theta,_{ij} - (3\lambda+2\mu)\alpha T_{,ij} + \frac{1}{2}\rho(X_{i,j} + X_{j,i}) = \rho \ddot{\varepsilon}_{ij}. \tag{7}$$

Последнее соотношение представляет собой аналог уравнения совместности деформаций для термомеханических динамических процессов, и состоит из шести уравнений. Уравнение (7) также может быть найдено из условия Сен-Венана с помощью уравнения движения и соотношения Дюгамеля-Неймана. При отсутствии объемных сил, уравнение (7) имеет вид

$$\mu\nabla^2 \varepsilon_{ij} + (\lambda+\mu)\theta,_{ij} - (3\lambda+2\mu)\alpha T_{,ij} = \rho \ddot{\varepsilon}_{ij}. \tag{8}$$

Заметим, что последнее уравнение получено из условия совместности с учетом закона Гука и уравнения движения и фактически представляет другую форму условия совместности. Поэтому, следуя работе [10] можно назвать дифференциальными уравнениями совместности деформаций.

Для формулировки [4, 9, 12, 14] связанной краевой задачи теории упругости к уравнению (7) необходимо присоединить уравнения движения (1) и уравнения притока тепла [23, 24]

$$\lambda_0 \theta_{,ii} - C_\varepsilon \dot{\theta} - T_0 \gamma \dot{\varepsilon}_{ii} = -w. \tag{9}$$

Уравнения (8-9), в двумерном случае принимают вид (*задача A*).

$$\begin{aligned}
&(\lambda+2\mu)\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial x^2} + \mu\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial y^2} + (\lambda+\mu)\frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x^2} - \gamma\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \rho\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial t^2},\\
&(\lambda+2\mu)\frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial y^2} + \mu\frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x^2} + (\lambda+\mu)\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial y^2} - \gamma\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \rho\frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial t^2},\\
&\mu\left(\frac{\partial^2 \varepsilon_{12}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{12}}{\partial y^2}\right) + (\lambda+\mu)\left(\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial x\partial y} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x\partial y}\right) - \gamma\frac{\partial^2 T}{\partial x\partial y} = \rho\frac{\partial^2 \varepsilon_{12}}{\partial t^2},\\
&\lambda_0\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) - C_\varepsilon\frac{\partial T}{\partial t} - \gamma T_0\frac{\partial(\varepsilon_{11}+\varepsilon_{22})}{\partial t} = 0,
\end{aligned} \tag{10}$$

Заметим, что в работе [13] при исследовании динамических задач в напряжениях, краевая задача сформулирована аналогичным образом.

Известно, что в плоских задачах теории упругости условие совместности состоит из одного соотношения

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_{11}}{\partial y^2} + \mu\frac{\partial^2 \varepsilon_{22}}{\partial x^2} = 2\frac{\partial^2 \varepsilon_{12}}{\partial x^2}.,$$

которое в сочетании с двумя уравнениями движения составляет плоскую краевую задачу теории упругости. Следуя этой мысли, логичнее в уравнениях (13) вместо двух уравнений рассмотреть два уравнения движения (*задача B*), т.е.

$$
\begin{aligned}
&(\lambda+2\mu)\frac{\partial^2\varepsilon_{11}}{\partial x^2}+\lambda\frac{\partial^2\varepsilon_{22}}{\partial x^2}+2\mu\frac{\partial^2\varepsilon_{12}}{\partial x\partial y}-\gamma\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}=\rho\frac{\partial^2\varepsilon_{11}}{\partial t^2},\\
&(\lambda+2\mu)\frac{\partial^2\varepsilon_{22}}{\partial y^2}+\lambda\frac{\partial^2\varepsilon_{11}}{\partial y^2}+2\mu\frac{\partial^2\varepsilon_{12}}{\partial x\partial y}-\gamma\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}=\rho\frac{\partial^2\varepsilon_{22}}{\partial t^2},\\
&\mu\left(\frac{\partial^2\varepsilon_{12}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\varepsilon_{12}}{\partial y^2}\right)+(\lambda+\mu)\left(\frac{\partial^2\varepsilon_{11}}{\partial x\partial y}+\frac{\partial^2\varepsilon_{22}}{\partial x\partial y}\right)-\gamma\frac{\partial^2 T}{\partial x\partial y}=\rho\frac{\partial^2\varepsilon_{12}}{\partial t^2},\\
&\lambda_0\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)-C_\varepsilon\frac{\partial T}{\partial t}-\gamma T_0\frac{\partial(\varepsilon_{11}+\varepsilon_{22})}{\partial t}=0,
\end{aligned}
\tag{11}
$$

В системе дифференциальных уравнений (11), первые два представляют собой продифференцированные уравнения движения.

Для связанных краевых задач *A* и *B* относительно деформации начальные и граничные условия состоят из:
начальных условий

$$
T(x,y,t)|_{t=0}=\tilde{T}_i,\ \varepsilon_{11}(x,y,t)|_{t=0}=\xi_i,\ \varepsilon_{22}(x,y,t)|_{t=0}=\psi_i,\ \varepsilon_{12}(x,y,t)|_{t=0}=\zeta_i,
$$

$$
\frac{\partial}{\partial t}\varepsilon_{11}(x,y,t)|_{t=0}=\xi^1_i,\ \frac{\partial}{\partial t}\varepsilon_{22}(x,y,t)|_{t=0}=\psi^1_i,\ \frac{\partial}{\partial t}\varepsilon_{12}(x,y,t)|_{t=0}=\zeta^1_i,
$$

граничных условий для температурных полей

$$
T(x,y,t)|_{x=0}=T_1,\ T(x,y,t)|_{x=l_1}=T_2,\ T(x,y,t)|_{y=0}=T_3,\ T(x,y,t)|_{y=l_2}=T_4,
$$

тривиальных граничных условий в деформациях для прямоугольных областей

$$
\varepsilon_{ij}(x,y,t)=0 \text{ при } x=0,\ x=l_1,\ y=0,\ y=l_2\ (i,j=1,2) \tag{12}
$$

Заметим, что граничные условия (12) справедливы в предположении что, в начальном состоянии напряжения и деформации равны нулю. С точки зрения дифференциальных уравнений граничные условия относительно деформаций не вызывают вопросов. В [17, 18] статическая задача о прямоугольной пластине с граничными условиями относительно деформаций была численно решена и сравнена с точным решением.

Конечно-разностные уравнения двумерных краевых задач теории упругости в деформациях и методы их решения.

Этот раздел статьи посвящен построению численных моделей двумерных задач, рассмотренных в предыдущем разделе, а также сравнению и обоснованию численных результатов.

Построив в $t\geq 0$, $0\leq x\leq l$ два семейства параллельных прямых $x=ih_1, y=jh_2\ (i,j=\overline{0,n})$, $t=k\tau\ (k=0,1,2,...)$, следуя работам [6, 13, 22], заменяя производные в уравнениях (11) для *задачи B* разностными отношениями, можно найти следующие сеточные уравнения

$$
\begin{aligned}
&(\lambda+2\mu)\frac{\varepsilon^{11}_{i+1,j,k}-2\varepsilon^{11}_{i,j,k}+\varepsilon^{11}_{i-1,j,k}}{h_1^2}+\lambda\frac{\varepsilon^{22}_{i+1,j,k}-2\varepsilon^{22}_{i,j,k}+\varepsilon^{22}_{i-1,j,k}}{h_1^2}-\gamma\frac{T^k_{i+1,j}-T^k_{i,j}+T^k_{i-1,j}}{h_1^2}\\
&\quad+2\mu\frac{\varepsilon^{12}_{i+1,j+1,k}-\varepsilon^{12}_{i+1,j-1,k}-\varepsilon^{12}_{i-1,j+1,k}+\varepsilon^{12}_{i-1,j-1,k}}{4h_1h_2}=\rho\frac{\varepsilon^{11}_{i,j,k+1}-2\varepsilon^{11}_{i,j,k}+\varepsilon^{11}_{i,j,k-1}}{\tau^2},
\end{aligned}
\tag{13}
$$

$$(\lambda+2\mu)\frac{\varepsilon^{22}_{i,j+1,k}-2\varepsilon^{22}_{i,j,k}+\varepsilon^{22}_{i,j-1,k}}{h_2^2}+\lambda\frac{\varepsilon^{11}_{i,j+1,k}-2\varepsilon^{11}_{i,j,k}+\varepsilon^{11}_{i,j-1,k}}{h_2^2}-\gamma\frac{T^k_{i,j+1}-T^k_{i,j}+T^k_{i,j-1}}{h_2^2}$$
$$+2\mu\frac{\varepsilon^{12}_{i+1,j+1,k}-\varepsilon^{12}_{i+1,j-1,k}-\varepsilon^{12}_{i-1,j+1,k}+\varepsilon^{12}_{i-1,j-1,k}}{4h_1h_2}=\rho\frac{\varepsilon^{22}_{i,j,k+1}-2\varepsilon^{22}_{i,j,k}+\varepsilon^{22}_{i,j,k-1}}{\tau^2}, \quad (14)$$

$$\mu(\frac{\varepsilon^{12}_{i+1,j,k}-2\varepsilon^{12}_{i,j,k}+\varepsilon^{12}_{i-1,j,k}}{h_1^2}+\frac{\varepsilon^{12}_{i,j+1,k}-2\varepsilon^{12}_{i,j,k}+\varepsilon^{12}_{i,j-1,k}}{h_2^2})-\frac{T^k_{i+1,j+1}-T^k_{i+1,j-1}-T^k_{i-1,j+1}+T^k_{i-1,j-1}}{4h_1h_2}$$
$$+(\lambda+\mu)(\frac{\varepsilon^{11}_{i+1,j+1,k}-\varepsilon^{11}_{i+1,j-1,k}-\varepsilon^{11}_{i-1,j+1,k}+\varepsilon^{11}_{i-1,j-1,k}}{4h_1h_2}+ \quad (15)$$
$$+\frac{\varepsilon^{22}_{i+1,j+1,k}-\varepsilon^{22}_{i+1,j-1,k}-\varepsilon^{22}_{i-1,j+1,k}+\varepsilon^{22}_{i-1,j-1,k}}{4h_1h_2})=\rho\frac{{}_{12}\varepsilon^{k+1}_{i,j}-2{}_{12}\varepsilon^k_{i,j}+{}_{12}\varepsilon^{k-1}_{i,j}}{\tau^2},$$

$$\lambda_0(\frac{T^k_{i+1,j}-2T^k_{i,j}+T^k_{i-1,j}}{h_1^2}+\frac{T^k_{i,j+1}-T^k_{i,j}+T^k_{i,j-1}}{h_2^2})-C_\varepsilon\frac{T^{k+1}_{ij}-T^{k-1}_{ij}}{2\tau}-$$
$$-\gamma T_0^{i,j,k}(\frac{\varepsilon^{11}_{i,j,k+1}-\varepsilon^{11}_{i,j,k-1}}{2\tau}+\frac{\varepsilon^{22}_{i,j,k+1}-\varepsilon^{22}_{i,j,k-1}}{2\tau})=0. \quad (16)$$

Эти уравнения внутри области имеют второй порядок аппроксимации $O(h^2, \tau^2)$, и являются явными. Поэтому, разрешив эти разностные уравнения (13−16) относительно ε_i^{k+1} и T_i^{k+1} соответственно, получим следующие рекуррентные соотношения

$$ {}_{11}\varepsilon^{k+1}_{i,j}=\frac{\tau^2}{\rho}((\lambda+2\mu)\frac{{}_{11}\varepsilon^k_{i+1,j}-2{}_{11}\varepsilon^k_{i,j}+{}_{11}\varepsilon^k_{i-1,j}}{h_1^2}+\lambda\frac{{}_{22}\varepsilon^k_{i+1,j}-2{}_{22}\varepsilon^k_{i,j}+{}_{22}\varepsilon^k_{i-1,j}}{h_1^2}-$$
$$-\gamma\frac{T^k_{i+1,j}-T^k_{i,j}+T^k_{i-1,j}}{h_1^2}+2\mu\frac{{}_{12}\varepsilon^k_{i+1,j+1}-{}_{12}\varepsilon^k_{i+1,j-1}-{}_{12}\varepsilon^k_{i-1,j+1}+{}_{12}\varepsilon^k_{i-1,j-1}}{4h_1h_2})+2{}_{11}\varepsilon^k_{i,j}-{}_{11}\varepsilon^{k-1}_{i,j}, \quad (17)$$

$$ {}_{22}\varepsilon^{k+1}_{i,j}=\frac{\tau^2}{\rho}((\lambda+2\mu)\frac{{}_{22}\varepsilon^k_{i,j+1}-{}_{22}\varepsilon^k_{i,j}+{}_{22}\varepsilon^k_{i,j-1}}{h_2^2}+\lambda\frac{{}_{11}\varepsilon^k_{i,j+1}-{}_{11}\varepsilon^k_{i,j}+{}_{11}\varepsilon^k_{i,j-1}}{h_2^2}-$$
$$-\gamma\frac{T^k_{i,j+1}-T^k_{i,j}+T^k_{i,j-1}}{h_2^2}+2\mu\frac{{}_{12}\varepsilon^k_{i+1,j+1}-{}_{12}\varepsilon^k_{i+1,j-1}-{}_{12}\varepsilon^k_{i-1,j+1}+{}_{12}\varepsilon^k_{i-1,j-1}}{4h_1h_2})+2{}_{22}\varepsilon^k_{i,j}-{}_{22}\varepsilon^{k-1}_{i,j}, \quad (18)$$

$$ {}_{12}\varepsilon^{k+1}_{i,j}=\frac{\tau^2}{\rho}(\mu(\frac{{}_{12}\varepsilon^k_{i+1,j}-2{}_{12}\varepsilon^k_{i,j}+{}_{12}\varepsilon^k_{i-1,j}}{h_1^2}+\frac{{}_{12}\varepsilon^k_{i,j+1}-{}_{12}\varepsilon^k_{i,j}+{}_{12}\varepsilon^k_{i,j-1}}{h_2^2})-$$
$$-\frac{T^k_{i+1,j+1}-T^k_{i+1,j-1}-T^k_{i-1,j+1}+T^k_{i-1,j-1}}{4h_1h_2}+(\lambda+\mu)(\frac{{}_{11}\varepsilon^k_{i+1,j+1}-{}_{11}\varepsilon^k_{i+1,j-1}-{}_{11}\varepsilon^k_{i-1,j+1}+{}_{11}\varepsilon^k_{i-1,j-1}}{4h_1h_2} \quad (19)$$
$$+\frac{{}_{22}\varepsilon^k_{i+1,j+1}-{}_{22}\varepsilon^k_{i+1,j-1}-{}_{22}\varepsilon^k_{i-1,j+1}+{}_{22}\varepsilon^k_{i-1,j-1}}{4h_1h_2}))+2{}_{12}\varepsilon^k_{i,j}-{}_{12}\varepsilon^{k-1}_{i,j},$$

$$T^{k+1}_{ij}=\frac{2\tau}{C_\varepsilon}(\lambda_0(\frac{T^k_{i+1,j}-2T^k_{i,j}+T^k_{i-1,j}}{h_1^2}+\frac{T^k_{i,j+1}-T^k_{i,j}+T^k_{i,j-1}}{h_2^2})-$$
$$-\gamma T_0^{i,j,k}(\frac{{}_{11}\varepsilon^{k+1}_{ij}-{}_{11}\varepsilon^{k-1}_{ij}}{2\tau}+\frac{{}_{22}\varepsilon^{k+1}_{ij}-{}_{22}\varepsilon^{k-1}_{ij}}{2\tau}))+T^{k-1}_{ij}. \quad (20)$$

Соотношения (17−20) позволяют найти значения искомых функций $\varepsilon_{11}(x,y,t)$, $\varepsilon_{22}(x,y,t)$, $\varepsilon_{12}(x,y,t)$ и $T\ (x,y,t)$ на слое t^{k+1}, если известны значения этих функций на двух предыдущих слоях. Значения функции $\varepsilon_i(x,y,t)$ на двух начальных слоях k=0 и k=1 могут быть найдены из начальных условий.

Известно, что в явных схемах шаг τ по времени t очень маленький по сравнению с h. Обычно, требуется выполнение следующего условия сходимости $\tau^2/h < 1$ [10]. Можно построить разностные схемы, для которых нет ограничительных условий для шагов сетки по x и t. Для чего в первых слагаемых уравнений (13) индекс k заменяем на $k+1$, тогда разностная схема становится неявной

$$(\lambda+2\mu)\frac{{}_{11}\varepsilon_{i+1,j}^{k+1}-2{}_{11}\varepsilon_{i,j}^{k+1}+{}_{11}\varepsilon_{i-1,j}^{k+1}}{h_1^2}+\lambda\frac{{}_{22}\varepsilon_{i+1,j}^{k}-2{}_{22}\varepsilon_{i,j}^{k}+{}_{22}\varepsilon_{i-1,j}^{k}}{h_1^2}-\gamma\frac{T_{i+1,j}^{k}-T_{i,j}^{k}+T_{i-1,j}^{k}}{h_1^2}$$

$$+2\mu\frac{{}_{12}\varepsilon_{i+1,j+1}^{k}-{}_{12}\varepsilon_{i+1,j-1}^{k}-{}_{12}\varepsilon_{i-1,j+1}^{k}+{}_{12}\varepsilon_{i-1,j-1}^{k}}{4h_1h_2}=\rho\frac{{}_{11}\varepsilon_{i,j}^{k+1}-2{}_{11}\varepsilon_{i,j}^{k}+{}_{11}\varepsilon_{i,j}^{k-1}}{\tau^2},$$

и её можно привести к следующему трехдиагональному виду, решаемого методом прогонки

$$a\varepsilon_{i+1,j,k+1}^{11}+b\varepsilon_{i,j,k+1}^{11}+c\varepsilon_{i-1,j,k+1}^{11}=f_{i,j}^{k}$$

где $a,\ b,\ c,\ f_i^k$ − коэффициенты.

Уравнения (14) и (15), аналогично (16), могут быть приведены к трехдиагональному виду, с различным коэффициентами т.е.

$$a_i'\varepsilon_{i,j+1,k+1}^{22}+b_i'\varepsilon_{i,j,k+1}^{22}+c_i'\varepsilon_{i,j-1,k+1}^{22}=f_{ijk}^{y},$$
$$\dot{a}_i\varepsilon_{i+1,j,k+1}^{12}+\dot{b}_i\varepsilon_{i,j,k+1}^{12}+\dot{c}_i\varepsilon_{i-1,j,k+1}^{12}=f_{ijk}^{xx},$$
$$\tilde{a}_i\varepsilon_{i,j+1,k+1}^{12}+\tilde{b}_i\varepsilon_{i,j,k+1}^{12}+\tilde{c}_i\varepsilon_{i,j-1,k+1}^{12}=f_{ijk}^{yy},$$
$$AT_{i+1,j,k+1}+BT_{i,j,k+1}+CT_{i-1,j,k+1}=F_{ijk}^{xx},$$
$$\tilde{A}T_{i,j+1,k+1}+\tilde{B}T_{i,j,k+1}^{12}+\tilde{C}T_{i,j-1,k+1}^{12}=\tilde{F}_{ijk}^{yy}.$$

Из уравнений (13) и (14) следует, что разностные уравнения решаются последовательным четырехкратным применением метода прогонки. А именно, первые два уравнения решаются методом прогонки согласно индексам i и j соответственно, а третье и четвертые уравнения − по i, j. Такой метод решения, согласно работе [22], называется методом переменных направлений.

Аналогичном образом могут быть найдены рекуррентные формулы для *задачи А* и решены с помощью метода переменных направлений.

Численные результаты.

Явная и неявная разностные схемы связанной задачи термоупругости в деформациях (15−16) решались рекуррентными соотношениями и методом прогонки соответственно при следующих начальных и граничных условиях:

$$T(x,y,t)|_{t=0}=T_0+T_0\sin(\frac{\pi x_i}{l_1})\sin(\frac{\pi y_j}{l_2}),$$

$$\varepsilon_{11}(x,y,t)|_{t=0}=0,\ \varepsilon_{22}(x,y,t)|_{t=0}=0,\ \ \varepsilon_{12}(x,y,t)|_{t=0}=0,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\varepsilon_{11}(x,y,t)|_{t=0}=0,\ \frac{\partial}{\partial t}\varepsilon_{22}(x,y,t)|_{t=0}=0,\ \frac{\partial}{\partial t}\varepsilon_{12}(x,y,t)|_{t=0}=0,$$

$\varepsilon_{ij}(x,y,t)=0$ при x=0, x=l_1, y=0, y=l_2 (i,j=1,2)

$$T(x,y,t)=T_0 \text{ при } x=0,\ x=l_1,\ y=0,\ y=l_2$$

И исходных данных

$T_0=15$, $\lambda=0.78$, $\lambda_0=0.06$, $\alpha=0.05$, $\mu=0.5$, $\rho=0.86$, $c_\varepsilon=3.4$, $h_1=h_2=0.1$, $l_1=l_2=1$.

По таблицам можно сравнивать численные результаты для деформаций, полученные с помощью явной и неявной схем для задач *A* и *B*. Аналогичное сравнение проведено и для температуры.

Таблица 1

Значения функции $\varepsilon_{11}(x, y, t)$ при t=0.05 (явная схема) задача А

	x=0	*x=0.1*	*x=0.2*	*x=0.3*	*x=0.4*	*x=0.5*
y=0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
y=0.1	0.000	0.003	0.006	0.009	0.010	0.011
y=0.2	0.000	0.006	0.012	0.017	0.020	0.021
y=0.3	0.000	0.009	0.017	0.023	0.027	0.028
y=0.4	0.000	0.010	0.020	0.027	0.032	0.033
y=0.5	0.000	0.011	0.021	0.028	0.033	0.035

Таблица 2

Значения функции $\varepsilon_{11}(x, y, t)$ при t=0.05 (явная схема) задача В

	x=0	*x=0.1*	*x=0.2*	*x=0.3*	*x=0.4*	*x=0.5*
y=0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
y=0.1	0.000	0.002	0.003	0.005	0.007	0.007
y=0.2	0.000	0.003	0.008	0.013	0.016	0.017
y=0.3	0.000	0.005	0.013	0.019	0.023	0.025
y=0.4	0.000	0.007	0.016	0.023	0.028	0.030
y=0.5	0.000	0.007	0.017	0.025	0.030	0.032

Таблица 3

Значения функции $\varepsilon_{11}(x, y, t)$ при t=0.05 (метод прогонки) задача А

	x=0	*x=0.1*	*x=0.2*	*x=0.3*		*x=0.4*	*x=0.5*
y=0	0.000	0.000	0.000	0.000		0.000	0.000
y=0.1	0.000	0.003	0.006	0.009		0.010	0.011
y=0.2	0.000	0.006	0.012	0.017		0.020	0.021
y=0.3	0.000	0.009	0.017	0.023		0.027	0.028
y=0.4	0.000	0.010	0.020	0.027		0.032	0.033
y=0.5	0.000	0.011	0.021	0.028		0.033	0.035

Таблица 4

Значения функции $\varepsilon_{11}(x, y, t)$ при t=0.05 (метод прогонки) задача В

	x=0	*x=0.1*	*x=0.2*	*x=0.3*	*x=0.4*	*x=0.5*
y=0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
y=0.1	0.000	0.002	0.003	0.005	0.007	0.007
y=0.2	0.000	0.003	0.008	0.013	0.016	0.017
y=0.3	0.000	0.005	0.013	0.019	0.023	0.024
y=0.4	0.000	0.007	0.016	0.023	0.028	0.030
y=0.5	0.000	0.007	0.017	0.024	0.030	0.032

Таблица 5

Значения функции $T(x, y, t)$ при t=0.05 (явная схема) задача А

	x=0	*x=0.1*	*x=0.2*	*x=0.3*	*x=0.4*	*x=0.5*
y=0	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000
y=0.1	15.000	16.409	17.680	18.688	19.335	19.558
y=0.2	15.000	17.680	20.096	22.012	23.241	23.665
y=0.3	15.000	18.688	22.012	24.647	26.338	26.920
y=0.4	15.000	19.335	23.241	26.338	28.325	29.009
y=0.5	15.000	19.558	23.665	26.920	29.009	29.728

Таблица 6

Значения функции $T(x, y, t)$ при t=0.05 (явная схема) задача В

	x=0	*x=0.1*	*x=0.2*	*x=0.3*	*x=0.4*	*x=0.5*
y=0	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000
y=0.1	15.000	16.410	17.682	18.691	19.338	19.561
y=0.2	15.000	17.682	20.099	22.015	23.245	23.669
y=0.3	15.000	18.691	22.015	24.651	26.342	26.925
y=0.4	15.000	19.338	23.245	26.342	28.329	29.013
y=0.5	15.000	19.561	23.669	26.925	29.013	29.732

На рис.1 показано распределение деформаций по координате и времени, полученные по явной схеме для задачи B. На рис. 2 сравнены кривые, показывающие изменение деформации по времени в срединной точке прямоугольнике, построенные по результатам полученных рекуррентным формулам (явная схема) и методом прогонки (неявная схема) для задачи B.

На рис.3 сравнены результаты задач A и B по времени.

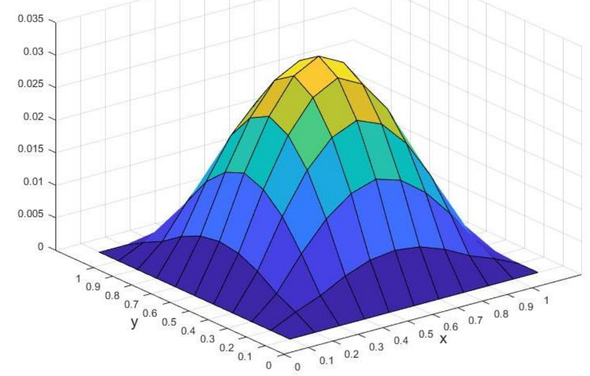


Рис 1. График распределения тензора деформаций (явная схема) при t=0.05 (задача B)

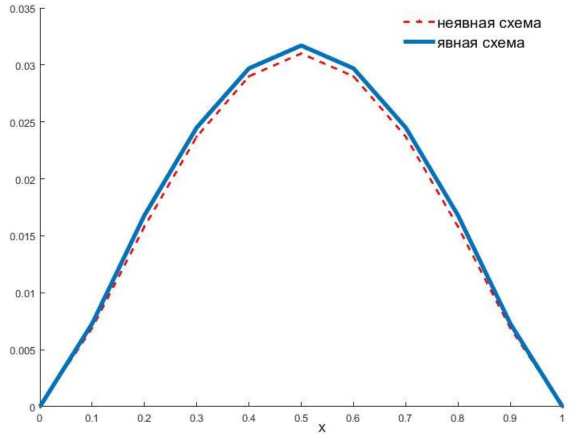


Рис 2. Сравнение результатов тензора деформации по времени при t=0.05 (задача B)

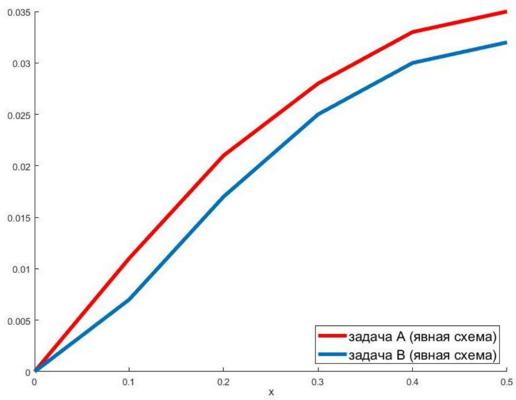


Рис 3. Сравнения распределения тензора деформаций по времени t=0.05 на основе задач A и B

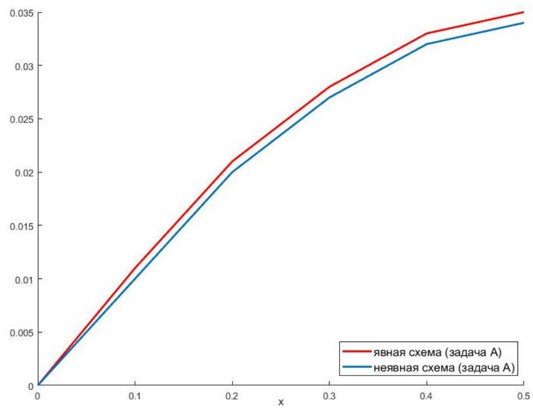


Рис 4. Сравнения распределения тензора деформаций по времени t=0.05 основе задачи A полученные при явной и неявной схеме

Сравнение результатов по таблицам и рисункам показывают, что численные результаты, найденные по рекуррентным соотношениям и по методу прогонки достаточно близки, что обеспечивает справедливость сформулированных краевых задач и достоверность полученных численных результатов.

Заключение.

Сформулированы связанные краевые задачи термоупругости в деформациях и разработаны численные модельные уравнения для связанной динамической термоупругой краевой задачи в деформациях для прямоугольной пластины. Дискретные уравнения составлены конечно-разностным методом в виде явных и неявных схем для термоупругой прямоугольной пластины. Решения явных схем приведены к рекуррентным соотношениям относительно компоненты тензора деформаций и температуры. Неявные схемы решены последовательным применением метода прогонки по координатным осям. По предложенным численным алгоритмам разработано соответствующее программное обеспечение для решения двумерных связанных задач термоупругости в деформациях.

ЛИТЕРАТУРА

[1] *Andrianov, I., Topol, H.* Compatibility conditions: number of independent equations and boundary conditions // Mechanics and Physics of Structured Media. 2022, pp. 123-140. https://doi.org/10.1016/b978-0-32-390543-5.00011-6.

[2] *Borodachev N.M.* Three-dimensional problem of the theory of elasticity in strains // Strength of Materials. 1995, No. 27 (5-6), pp. 296–299. https://doi.org/10.1007/bf02208501

[3] *Borodachev N.M.* Stress Solutions to the Three-Dimensional Problem of Elasticity // International Applied Mechanics. 2006, No.42, pp. 849–878. https://doi.org/10.1007/s10778-006-0154-4.

[4] *Pobedrya B.E., Sheshenin S.V., Kholmatov T.* Stress Problem. Tashken. Fan, 1988, -200 p.

[5] *Pobedrya B.E.* New formulation of the problem of mechanics of a deformable solid body in stresses // Report of the Academy of Sciences of the USSR. 1980, Vol. 253, No.2, pp. 295-297.

[6] *Pobedrya B.E.* Numerical methods in the theory of elasticity and plasticity. Moscow. Publishing House of Moscow State University, 1996, −343 p.

[7] *Georgievski D.V., Pobedrya B.E.* On the number of independent compatibility equations in the mechanics of a deformable solid // Prikl. Mat. Mekh. 68. 2004, No.6, pp.1043–1048; translation in J. Appl. Math. Mech. 68. 2004, No.6, pp.941–946 (2005).

[8] *Li S., Gupta A., Markenscoff X.* Conservation laws of linear elasticity in stress formulations // Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. 2005, No.461(2053), pp.99–116.

[9] *Ike C.* On Maxwell's stress functions for solving three-dimensional elasticity problems in the theory of elasticity // Journal of Computational Applied Mechanics. 2018, No.49(2), pp. 342–350. doi:

[10] *Novatsky V.* The Theory of Elasticity. Moscow. Mir, 1975. − 872 p.

[11] *Wojnar R.* On the uniqueness of solutions of stress equations of motion of the Beltrami-Michell type // Bull. Acad. Polon. Sci. Ser. Sci. Tech. 1973, No. 21, pp. 99–103.

[12] *Kartashev E.* Model representations of heat shock in terms of thermal elasticity // Russian technological journal. 2020. No.8(2), pp. 85−108

[13] *Konovalov A.N.* Solution of the Theory of Elasticity Problems in Terms of Stresses (in Russian) // Novosibirsk State University, 1979

[14] *Filonenko-Borodich M.* Theory of Elasticity. University Press of the Pacific. 2003. No.6, -396 p.

[15] *Ахмедов А.Б., Холматов Т.* Решение некоторых задач о равновесии параллелепипеда в напряжениях // Доклады АН УзССР, 1982, № 6, -с.7−9.

[16] *Khaldjigitov A.A., Djumayozov U.Z., Sagdullayeva D.A.* Numerical Solution of Coupled Thermo-Elastic-Plastic Dynamic Problems // Mathematical Modelling of Engineering Problems. 2021, Vol.8, No.4, pp. 510−518.

[17] *Khaldjigitov A.A., Djumayozov U.Z.* Numerical Solution of the Two-Dimensional Elasticity Problem in Strains. Mathematics and Statistics. 2022, No.5, Vol 10, pp. 1081−1088. https://doi.org/10.13189/ms.202100518

[18] *Khaldjigitov A., Djumayozov U., Tilovov O.* A new approach to numerical simulation of boundary value problems of the theory of elasticity in stresses and strains // EUREKA: Physics and Engineering, 2023, 2, pp. 160–173.

[19] *Ike C.C., Nwoji C.U., Mama B.O., Onah H.N., Onyia M.E.* Least Squares Weighted Residual Method for Finding the Elastic Stress Fields in Rectangular Plates Under Uniaxial Parabolically Distributed Edge Loads // JCAMECH. 2020, Vol. 51, No. 1, pp. 107−121. DOI: 10.22059/jcamech. 2020. 298074.484

[20] *Lurie S.A., Belov P.A.* Compatibility equations and stress functions in elasticity theory // Mechanics of Solids. 2022, No. 57 (4), pp. 779–791. doi: 10.3103/s0025654422040136

[21] *Rozhkova E.V.* On Solutions of the problem in Stresses with the Use of Maxwell Stress Functions // Mechanics of Solids. 2009, Vol 44 (1), pp. 526−536. https://doi.org/10.3103/S0025654409040049

[22] *Samarski A.A., Nikolaev E.S.* Methods for solving grid equations. Moscow. Science, 1978. -592 p.

[23] *Abirov R.A., Khusanov B.E.,* Sagdullaeva D.A. Numerical modeling of the problem of indentation of elastic and elastic-plastic massive bodies // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. No. 971, pp.1−9.

[24] *Meleshko V.V.* Superposition method in thermal-stress problems for rectangular plates // International Applied Mechanics. 2005, Vol. 41, No. 9. DOI:10.1007/s10778-006-0012-4

[25] *Муравлева Л.В.* Применение варицонных методов при решении пространственной задачи теории упругости в напряжениях. Автореф. дисс. на соискание уч. степ. к.ф.-м.н. Москва, МГУ, 1987.

Дата поступления
11.12.2023

Халджигитов А.А., Джумаёзов У.З., Хасанова З. Текис деформацияларга нисбатан термо-эластиклик назариясининг боғланган масалалари.

Аннотация: *Ушбу иш деформациялардаги термоэластикликнинг боғланган динамик масалаларини математик ва сонли моделлаштиришга бағишланган. Тегишли бошланғич ва чегаравий шартлар асосида тўртбурчакли пластинка учун деформацияларга нисбатан термоэластикликнинг сонли боғланган чегаравий масаласи тузилган ва сонли ечилган. Тўр тенгламалар ошкор ва ошкормас схемалар кўринишида чекли-айирмали усул ёрдамида тузилган. Ошкор схеманинг ечими деформациялар ва ҳароратга нисбатан рекурент формулалар асосида ечилган. Ошкормас схемалар ҳолатида, фарқ тенгламалари координата ўқлари бўйлаб прогонка усулини кетма-кет қўллаш орқали ечилган. Сонли ечимларни турли хил усуллар орқали олинган сонли ечимларнинг таққосланганлиги икки хил усулда олинган модел тенгламаларнинг тўғрилигини асослайди. Таклиф этилган сонли алгоритмлар асосида деформацияларда термоэластикликнинг икки ўлчовли боғланган масалаларини ечиш учун тегишли дастурий таъминот ишлаб чиқилган.*

Калит сўзлар: *термоэластиклик; мувофиқлик шарти; деформация; бошланғич шартлар; ошкор ва ошкормас схемалар; чекли-айирмали усул; прогонка усули; чегаравий масала.*

Khaldjigitov A.A., Djumayozov U.Z., Xasanova Z. Coupled problems of plane thermos-elasticity in deformation.

Annotation: *This work is devoted to mathematical and numerical modeling of the coupled dynamic problem of thermoelasticity in deformations. A numerically coupled boundary value problem of thermoelasticity in deformations for a rectangular plate with the corresponding initial and boundary conditions is formulated and solved. Grid equations are constructed using the finite-difference method in the form of explicit and implicit schemes. In this case, the solution of the explicit scheme is reduced to recurrent relations with respect to deformations and temperature. In the case of implicit schemes, difference equations are solved by sequential application of the method of sweeping along the coordinate axes. By comparing the numerical results obtained with different methods based on two different models, the validity of the formulated boundary value problems is substantiated. Based on the proposed numerical algorithms, appropriate software has been developed for solving two-dimensional coupled problems of thermoelasticity in deformations.*

Keywords: *thermoelasticity; compatibility condition; deformation; initial conditions; explicit and implicit schemes; finite-difference method; sweep method; boundary value problem.*

УДК 539.374

СОУДАРЕНИЕ ЖЕСТКОГО ТЕЛА И ВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКОГО СТЕРЖНЯ КОНЕЧНОЙ ДЛИНЫ ПРИ НАЛИЧИИ СУХОГО ТРЕНИЯ С ВНЕШНЕЙ СРЕДОЙ

Бегматов А.

Национальный университет Узбекистана имени Мирзо Улугбека, Ташкент, Узбекистан

E-mail: begmatov_ab@rambler.ru

Аннотация: *В работе исследуется задача о соударении жесткого тела и стержня конечной длины из вязкопластического несжимаемого материала, взаимодействуюего с внешней средой по закону сухого трения Кулона. При этом взаимодействие учитывается как в части стержня, подвергающейся вязкопластическому деформированию, так и в части стержня, которая движется как твердое тело. Задача редуцируется к задаче Коши для системы нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений в области с внутренней неизвестной подвижной границей. Проведен анализ численных результатов, представленых в виде графиков.*

Ключевые слова: *соударение; вязкопластическое деформирование; сухое трение; предел текучести; параметр Сен-Венана.*

Введение. Вопросам взаимодействия твердых тел, в частности взаимодействия с окружающей средой, посвящены многочисленные работы [1−9]. В статьях [1, 2] численно-аналитическими методами исследованы процессы ударного погружения трубы в грунт с сухим трением. Аналитические решения задачи о распространении продольных упругих волн в полубесконечном стержне постоянного круглого сечения и задачи о волновом движении полубесконечного стержня, которые взаимодействуют с окружающей средой типа Винклера по закону сухого трения Кулона получены в [3, 4]. В статье [5] исследуется влияние внешнего сухого трения по закону Кулона на напряженно-деформированное состояние полубесконечного упругопластического стержня. В монографиях [6−7] исследованы задачи сейсмодинамики сооружений, взаимодействующих с грунтом.

Монография [8] посвящена экспериментальному и теоретическому исследованию взаимодействия твердых тел с грунтом. В монографии [10] получены точные аналитические решения задач об ударе и соударении с учетом трения по боковой поверхности стержня, продольного удара по полубесконечному стержню, задачи Сен-Венана и др. Приведен обзор работ, опубликованных до 1997 года.

В настоящей работе рассматривается задача о соударении движущихся навстречу друг другу абсолютно твердого тела и стержня конечной длины l из вязкопластического несжимаемого материала с учетом взаимодействия с внешней жесткой средой. Полагается, что взаимодействие происходит по закону сухого трения Кулона [10], т.е. плотность силы трения определяется формулой

$$F_{Tp} = k\frac{\lambda L}{S}P, \tag{1}$$

где $k = sign(u_t)$ − величина, совпадающая со знаком скорости $u(t)$ движения сечений стержня, ρ – плотность, P – контактное давление, L и S – соответственно периметр и площадь поперечного сечения стержня, λ – коэффициент трения.

Время t будем отсчитывать от момента соударения, а ось Оx направим вдоль оси стержня. Полагается, что до соударения, стержень двигался поступательно в направлении своей оси со скоростью $-v_{OC}$, а тело с постоянной скоростью v_T в положительном направлении оси Ox. Рассматривается одномерное движение, то есть напряжения, скорость и другие параметры считаются осредненными по сечению стержня. При $t>0$ стержень разделяется на две части: часть стержня, примыкающая к ударяемому концу ($0\le x\le x_0(t)$, $x_0(0)=0$), где происходит вязкопластическое течение и остальная часть ($x_0(t)\le x\le l$), которая движется как твердое тело. Уравнения движения в этих областях при отсутствии взаимодействия с внешней средой имеют вид [11, 12]

$$\frac{\partial v}{\partial t} = a^2\frac{\partial^2 v}{\partial x^2},\quad a^2=\frac{\mu}{\rho},\quad 0<x<x_0(t),\, t>0, \tag{2}$$

$$M_0\frac{dv_0(t)}{dt} = \sigma(x_0(t)+0,t)\cdot S,\quad M_0=\rho\big(l-x_0(t)\big),\, x_0(t)<x<l,\, t>0 \tag{3}$$

где $(-v_0(t))$ − подлежащая определению скорость движения жесткой области стержня; M_0 − масса жесткой области стержня, S − площадь поперечного сечения стержня, μ − коэффициент вязкости материала.

В рассматриваемом случае уравнения движения с учетом трения будут иметь вид

$$\frac{\partial v}{\partial t} = a^2\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - F_{Tp}(v),\quad a^2=\frac{\mu}{\rho},\quad 0<x<x_0(t),\, t>0, \tag{4}$$

$$M_0\frac{dv_0(t)}{dt} = \sigma(x_0(t)+0,t)\cdot S - \rho(l-x_0(t))\cdot F_{Tp}(v_0),\quad x_0(t)<x<l,\, t>0 \tag{5}$$

где $F_{Tp}(v) = k(v)\dfrac{\lambda L}{S}P = sign(v)\dfrac{\lambda L}{S}P$.

Введем безразмерные переменные следующим образом:

$$u(\xi,\tau)=\frac{v(x,t)}{v_T},\ \xi=\frac{x}{l},\ \tau=\frac{a^2 t}{l^2},\quad \xi_0(\tau)=\frac{x_0(t)}{l},\quad u_0(\tau)=\frac{v_0(t)}{v_T}. \tag{6}$$

При этом уравнения (4) и (5) примут вид

$$\frac{\partial u}{\partial \tau}=\frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} - k(v)f_{Tp},\quad f_{Tp}=\frac{l^2\lambda LP}{v_T a^2 S},\quad 0<\xi<\xi_0(\tau),\tau>0, \tag{7}$$

$$\frac{du_0}{d\tau} = -\frac{s}{1-\xi_0(\tau)} - k(u_0)f_{Tp},\ \xi_0(\tau)<\xi<1,\tau>0, \tag{8}$$

Постановка задачи. Требуется найти решение системы уравнений (7) и (8), а также границу раздела $\xi=\xi_0(\tau)$ вышеупомянутых двух частей стержня, удовлетворяющих условиям [13, 14]:

$$\left.\frac{\partial u}{\partial \tau}\right|_{\xi=0} = -2m\left.\frac{\partial u}{\partial \xi}\right|_{\xi=0} - ms,\ u(0,0)=1, \tag{9}$$

$$u_0(0)=\frac{v_{0c}}{v_T}=V_0, \tag{10}$$

$$u(\xi_0(\tau),\tau)=-u_0(\tau),\quad \frac{\partial u(\xi_0(\tau),\tau)}{\partial \xi}=0, \tag{11}$$

где $s=\dfrac{\sigma_0 l}{\mu v_T}$ – параметр Сен-Венана; $m=\dfrac{\rho S l}{M_T}=\dfrac{M_c}{M_T}, M_T$ – масса жесткого тела.

Сформулированную задачу (7)−(11) будем решать пользуясь методом интегральных соотношений [5, 11, 12]. При этом первое приближение решения уравнения (7) ищется в виде

$$u(\xi,\tau)=a_0(\tau)+a_1(\tau)\frac{\xi}{\xi_0(\tau)}+a_2(\tau)\left(\frac{\xi}{\xi_0(\tau)}\right)^2, \tag{12}$$

где функции $\xi_0(\tau)$ и $\alpha_0(\tau)$, $\alpha_1(\tau)$, $\alpha_2(\tau)$ подлежат определению. Согласно методу интегральных соотношений искомое решение удовлетворяет уравнению (7) в среднем, т.е. следующему интегральному соотношению

$$\int_0^{\xi_0(\tau)}\left[\frac{\partial u_1(\xi,\tau)}{\partial\tau}-\frac{\partial^2 u_1(\xi,\tau)}{\partial\xi^2}\right]d\xi=\int_0^{\xi_0(\tau)}k(u)\,f_{Tp}\,d\xi \tag{13}$$

Удовлетворяя двум условиям (11), находим

$$a_1=-2(a_0+u_0),\ a_2=a_0+u_0\,. \tag{14}$$

При этом условие (9) примет вид

$$\frac{da_0}{d\tau}=-2m\frac{a_0(\tau)+u_0(\tau)}{\xi_0(\tau)}-ms,\ a_0(0)=1 \tag{15}$$

После выполнения в соотношении (13) операции интегрирования с учетом (12) и (14) и некоторых несложных преобразований, получаем

$$\frac{d\xi_0^2}{d\tau}-12-\frac{2\xi_0^{\,2}\dfrac{d}{d\tau}(2\dot u_0-\dot a_0)}{(a_0+u_0)}=6\frac{\xi_0}{(a_0+u_0)}\int_0^{\xi_0(\tau)}k(u)\,f_{Tp}\,d\xi. \tag{16}$$

Если расстояние от левого торца стержня (ξ=0) до сечения, в котором скорость обращается в нуль обозначить через ξ^*, то интеграл в правой части (16) можно записать в виде

$$\int_0^{\xi_0(\tau)}k(u)\,f_{Tp}\,d\xi=f_{Tp}[\xi^*(1-H(\xi-\xi^*))-(\xi_0-\xi^*)H(\xi-\xi^*)]=$$
$$=f_{Tp}[\xi^*-\xi_0 H(\xi-\xi^*)],\ (0<\xi<\xi_0(\tau)). \tag{17}$$

где H(ξ) – функция Хевисайда.

Таким образом задача (7) − (11) сведена к следующей задаче Коши для системы нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\frac{d\xi_0^2}{d\tau}-12-\frac{2\xi_0^{\,2}\dfrac{d}{d\tau}(2\dot u_0-\dot a_0)}{(a_0+u_0)}=-6\frac{\xi_0}{(a_0+u_0)}f_{Tp}[\xi^*-\xi_0 H(\xi-\xi^*)], \tag{18}$$

$$\frac{du_0}{d\tau}=-\frac{s}{1-\xi_0(\tau)}-k(u_0)\,f_{Tp},\ \xi_0(\tau)<\xi<1,\tau>0, \tag{19}$$

$$\frac{da_0}{d\tau}=-2m\frac{a_0(\tau)+u_0(\tau)}{\xi_0(\tau)}-ms, \tag{20}$$

$$\xi_0^{\,2}(0)=0,\ a_0(0)=u(0,0)=1,\ u_0(0)=V_0\ \left(V_0=\frac{v_{0c}}{v_T}>0\right). \tag{21}$$

Численные расчеты и анализ результатов.

Решение задачи Коши (18) − (21) получено с использованием системы Maple-18. Расчеты произведены для $f_{Тр}$=0.01; 0.1 при различных значениях следующих параметров:

$$m = \frac{M_c}{M_T}, V_0 = \frac{u(0)}{v_T} = \frac{v_{0c}}{v_T}, \ s = \frac{\sigma_0 l}{\mu v_T}.$$

Для выявления влияния трения на процесс вязкопластического деформирования рассмотрим вначале случай отсутствия взаимодействия с внешней средой, т.е. $f_{Тр}$=0 (рис.1).

На рис.1 приведены графики функций $q(\tau)$, $a_0(\tau)$ и $(-u_0(\tau))$ для V_0=0.5; 1.0; 1.5; m=1; s=0.5. Далее, с учетом уравнения (18), в качестве величины, характеризующей размер области вязкопластической деформации принимается функция $q(\tau) = \xi_0^{\ 2}(\tau)$.

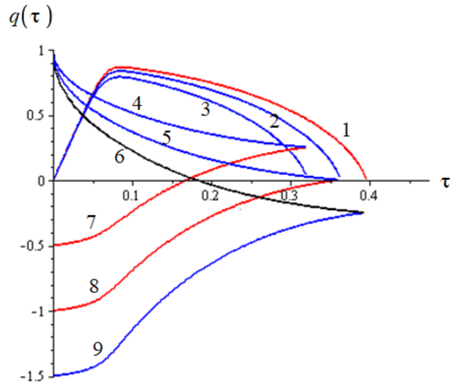


Рис.1. Графики функций $q(\tau)$ − (кривые −1,2,3), $a_0(\tau)$ − (4,5,6) и $(-u_0(\tau))$ – (7,8,9) для $f_{Тр}$=0; V_0=0.5; 1.0; 1.5; m=1; s=0.5

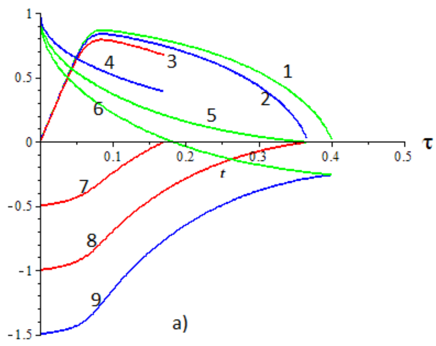


Рис. 2,а. Графики функций $q(\tau)$ − (кривые −1,2,3), $a_0(\tau)$ − (4,5,6) и $(-u_0(\tau))$ – (7,8,9) для $f_{Тр}$ =0.01; V_0=0.5; 1.0; 1.5; m=1 ; s=0.5

На этом и последующих рисунках функции $q(\tau)$ соответствуют кривые, выходящие из точки (0,0), функции $a_0(\tau)$ − из точки (1,0), а функции $(-u_0(\tau))$ − из точек (V_0.0): (-0.5,0), (-1,0) и (-1.5,0). Как видно из рисунков, длина области вязкопластического деформирования $\xi_0(\tau) = \sqrt{q(\tau)}$ ($q(\tau)$ − кривые 1; 2; 3) возрастает, т.е. вязкопластическая область ($0<\xi<\xi_0$) расширяется до некоторого момента $\tau=\tau_M$. Далее ξ_0 убывает и в некоторый момент $\tau=\tau_0>\tau_M$ становится равным нулю − вязкопластическая область исчезает и стержень полностью принимает состояние твердого тела. При этом в момент $\tau=\tau_0>\tau_M$ − завершения процесса деформации кривые изображающие функции V_0 (кривые 4, 5, 6) и $-u_0(\tau)$ (кривые 7, 8, 9) смыкаются в точках ($a_0(\tau)$–$u_0(\tau)$).

На рис.2. Приведены графики функций $q(\tau)$, $a_0(\tau)$ и $(-u_0(\tau))$ для $f_{Тр}$=0.01 (рис,2а) и $f_{Тр}$=0.05 (рис. 2,б):

а) случай $V_0 = \frac{u(0)}{v_T} = \frac{v_{0c}}{v_T} \geq 1.$. Как видно, графики $q(\tau)$ (кривые 1,2), $a_0(\tau)$ (5,6) и $(-u_0(\tau))$ (8,9) схожи со случаем $f_{Тр}$= 0. При этом лишь числовые значения τ_M, $q(\tau_M)$ и τ_0 незначительно отличаются (табл. 1).

б) в случае $V_0 = \frac{u(0)}{v_T} = \frac{v_{0c}}{v_T} < 1$ влияние сухого трения весьма существенно. Так, при V_0=0.5 в момент $\tau=\tau_0$=0.17 завершения процесса деформирования $q(0.17)=0.66$ (табл.1).

Таблица 1

	$f_{Тр}$ =0	$f_{Тр}$ =0.01	$f_{Тр}$ =0.05
V_0	$q(\tau_0)$	$q(\tau_0)$	$q(\tau_M)$
1.5	q(0.395)=0	q(0.397)=0	q(0.405)=0
1.0	q(0.362)=0	q(0.363)=0	q(0.370)=0
0.5	q(0.321)=0.	q(0.169)=0.66	q(0.172)=0.66

Это означает, что участок стержня, подверженный вязкопластической деформации не полностью возвращается в состояние первоначального твердого тела и основная её часть $(0 < \xi < \xi_0(0.17) = 0.81)$ остается в деформируемом состоянии. Это состояние можно назвать состоянием остаточной деформации. При этом в отличие от кривых 5 и 8, 6 и 9 (рис.1), кривые 4 и 7 (рис.2,а и рис.2,б), изображающие $a_0(\tau)$ и $u_0(\tau)$ не смыкаются.

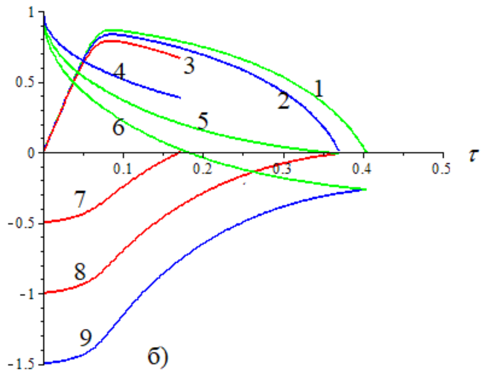


Рис. 2,б. Графики функций $q(\tau)$ – (кривые –1,2,3), $a_0(\tau)$ – (4,5,6) и ($-u_0(\tau)$) – (7,8,9) для f_{Tp}=0.05; V_0=0.5; 1.0; 1.5; m=1; s=0.5

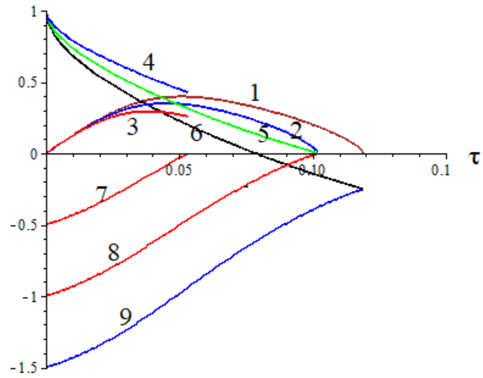


Рис. 3. Графики функций $q(\tau)$ – (кривые –1,2,3), $a_0(\tau)$ – (4,5,6) и ($-u_0(\tau)$) – (7,8,9) для f_{Tp}=0; V_0=0.5; 1.0; 1.5; m=1; s=5.

В случае достаточно больших значений параметра Сен-Венана ($s=5$) изменение функций $q(\tau)$ $a_0(\tau)$ и ($-u_0(\tau)$) (рис.3) аналогично $s=0.5$, но их числовые значения значительно меньше, чем в табл.1. При этом процесс деформирования завершается в несколько раз быстрее (табл. 2), чем в случае $s=0.5$ (табл.1).

Таблица 2

V_0	1.5	1.0	0.5
τ_0	0.12	0.10	0.06
$q(\tau_0)$	0	0	0.26

Таким образом, в случае $m=1$ участок стержня, подверженный вязкопластической деформации не полностью возвращается в состояние первоначального твердого тела как при $s=0.5$, так и при $s=5$, лишь в случае V_0= 0.5. Это связано с тем, что процесс вязкопластического деформирования стержня существенно зависит от величины параметра $m=M_c/M_T$. На рис.4 приведены графики функций $q(\tau)$ $a_0(\tau)$ и ($-u_0(\tau)$) для $m=1$ (рис.1,а) и для $m=0.5$ (рис.1,б). В случае $m=1$, как было выявлено выше, часть стержня остаётся в деформированном состоянии только при V_0= 0.5. Однако, в случае $m=0.5$ участок стержня, подверженный вязкопластической деформации не полностью возвращается в состояние первоначального твердого тела независимо от значения V_0 (рис.4,б, кривые 1,2,3).

Сравнение появления состояния остаточной деформации при $m=1$ и $m<1$ дается на рис.5,а и рис.5,б с помощью графиков $q(\tau)$.

Состояние остаточной деформации при $m=1$ появляется, если только V_0= 0.5 (рис.5,а, кривая 3), а при $m=0.5$ независимо от значения V_0 (кривые 4,5,6).

Динамика появления остаточного деформированного состояния при m<1 показана на рис. 5,б ($m=0.9$ и $m=0.7$).

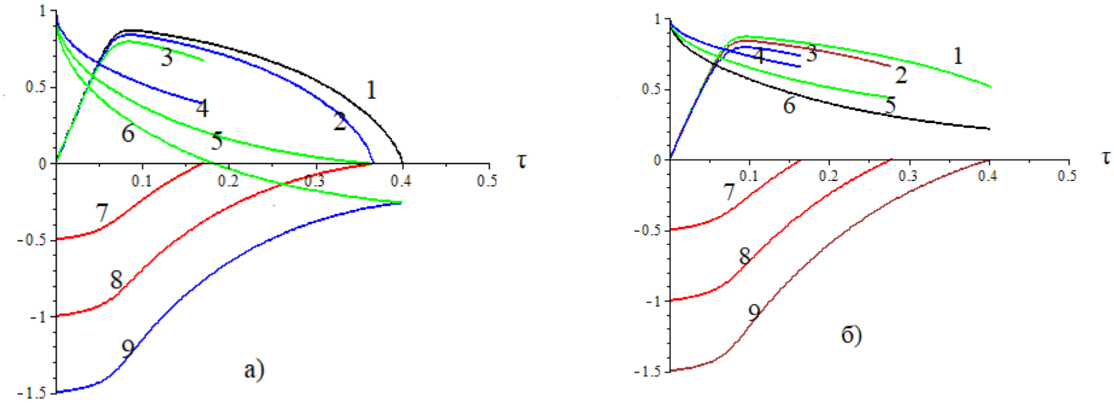


Рис.4. Графики функций $q(\tau)$ – (кривые –1,2,3), $a_0(\tau)$ – (4,5,6) и ($-u_0(\tau)$) – (7,8,9) для $f_{Тр}$=0.01; V_0=0.5; 1.0; 1.5;s=0.5 (а) *m=1*; б) *m=0.5*1,2,3).

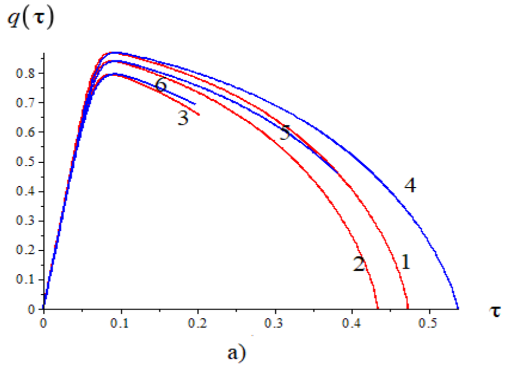


Рис. 5,а. V_0=1.5; V_0=1; V_0=0.5 соответствуют кривые 1, 2, 3 (m=1) и 4, 5, 6 (m=0.5)

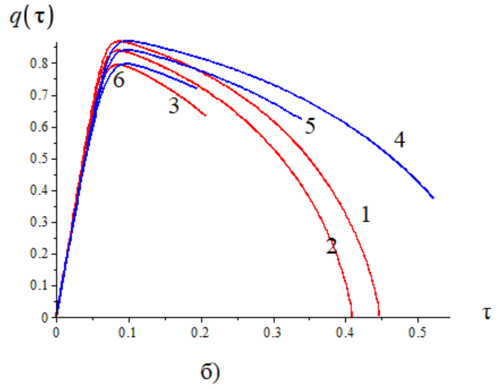


Рис. 5,б. V_0=1.5; V_0=1; V_0=0.5 соответствуют кривые 1, 2, 3 (m=0.9) и 4, 5, 6 (m=0.7)

При близком к единице значении (*m=0.9*) состояние остаточной деформации появляется, если только V_0=0.5 (кривая -3), но уже при *m=0.7* это происходит независимо от значения V_0 (кривые -4, 5, 6).

Графики изменения напряжения на контактном сечении (ξ=0) приведены на рис.6 и рис.7. В случае отсутствия взаимодействия с внешней средой (рис.6,а) сжимающее напряжение

$$\bar{\sigma}(0,\tau) = \frac{\sigma(0,\tau)}{\sigma_0}\bigg|_{\tau\to\tau_0} \to -1, \tag{22}$$

т.е. напряжение на контактном сечении стремится к пределу текучести σ_0.

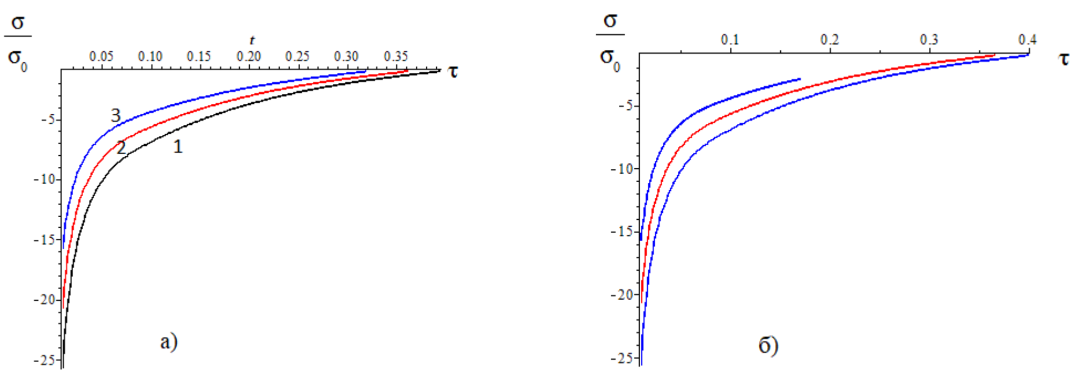


Рис. 6. Изменения напряжения на контактном сечении (ξ=0) при отсутствии трения (а); для $f_{Тр}$=0.01 (б)

При наличии сухого трения по Кулону предел $\bar{\sigma}(0,\tau)\big|_{\tau\to\tau_0}$ зависит от значения V_0. Например, при f_{Tp}=0.01:

а) случай V_0=1.5 и V_0=1. Предельное соотношение (22) выполняется.

б) случай V_0=0.5 Участок стержня, подверженный вязкопластическому деформированию не полностью возвращается в исходное положение и при этом предел напряжения $\bar{\sigma}_0 = -1$: $\bar{\sigma}(0,\tau)\big|_{\tau\to\tau_0} = \bar{\sigma}(0,\tau)\big|_{\tau\to 0.17} = -3.14$ не совпадает с пределом текучести.

Заключение. Исследована задача о соударении жесткого тела и вязкопластического стержня конечной длины при наличии взаимодействия с внешней средой. Полагается, что взаимодействие происходит по закону сухого трения Кулона, который приводит к существенно нелинейной задаче с тремя неизвестными подвижными границами. Приближенное решение задачи получено методом интегральных соотношений – видоизменением метода Кармана-Польгаузена. Дан анализ результатов расчетов, приведенных в виде графиков и таблиц.

ЛИТЕРАТУРА

[1] *Александрова Н.И.* Численно-аналитическое исследование процесса ударного погружения трубы в грунт с сухим трением.Ч.1 // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2012, №5, С.104-119.

[2] *Александрова Н.И.* Численно-аналитическое исследование процесса ударного погружения трубы в грунт с сухим трением.Ч.2 // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2013, №3, С.91-106.

[3] *Филиппов А.Н.* Динамическое воздействие на трубопровод с учетом сухого трения на его поверхности // МТТ. 2019, №6, С.20-29.

[4] *Филиппов А.Н.* Распространение продольных упругих волн в стержне, окруженном средой типа Винклера // Вестник Московского Университета. Сер.1. Математика. Механика. 1983, №1, С. 74-78.

[5] *Бегматов А., Маматова Н.Т.* Внезапное нагружении упруго-пластического стержня, взаимодействующего с окружающей внешней средой // Прикладная механика и техническая физика. 2022, Т.63, №1, С. 138-152

[6] *Рашидов Т.Р., Кузнецов С.В., Мардонов Б.М., Мирзаев И.* Прикладные задачи сейсмодинамики сооружений. Книга 1. Ташкент. Navro'z, 2019, − 268с.

[7] *Рашидов Т.Р., Кузнецов С.В., Мардонов Б.М., Мирзаев И.* Прикладные задачи сейсмодинамики сооружений. Книга 2. Ташкент. Navro'z, 2021, – 172 с.

[8] *Султанов К.С.* Волновая теория сейсмостойкости подземных сооружений. Ташкент. Фан, 2016, −392 с.

[9] *Sultanov K., Khusanov B., Rikhsieva B.* Interaction of a rigid underground pipeline with elasticviscous-plastic soil / CONMECHYDRO – 2020 IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 883 (2020). 012038 IOP Publishing.

[10] *Никитин Л.В.* Статика и динамика твердых тел с внешным сухим трением. Москва. Московский лицей, 1998, −261 с.

[11] *Баренблатт Г.И., Ишлинский А.Ю.* Об ударе вязко-пластического стержня о жесткую преграду // ПММ, Т. XXVI, 1962, С.497-502.

[12] *Ишлинский А.Ю., Ивлев Д.Д.* Математическая теория пластичности. Москв. Физматгиз, 2001. −707 с.

[13] *Begmatov A., Matatova H.* Impact of rigid body and viscous-plastic rod of finite length / E3S Web of Conferences 401, 02003 (2023) CONMECHYDRO – 2023.

[14] *Бегматов А.* Связанная задача о соударении жесткого тела, двигающегося с постоянной скоростью, и вязкопластического стержня конечной длины // Проблемы механики, 2023, №2, С. 34-42.

Дата поступления
20.11.2023

Бегматов А. Қаттиқ жисм ва узунлиги чекли ёпишқоқ-пластик стерженнинг ташқи муҳит билан қуруқ ишқаланиш мавжуд бўлгандаги тўқнашуви.

Аннотация: *Мақолада қаттиқ жисм ва сиқилмас ёпишқоқ-пластик материалдан ясалган узунлиги чекли стержень тўқнашуви ташқи муҳит билан ўзаро таъсир Кулоннинг қуруқ ишқаланиш қонунига биноан содир бўлади деб қаралган.Бунда ишқаланиш стерженнинг ёпишқоқ- пластик деформациланувчи ва қаттиқ жисм каби ҳаракат қиладиган қисмларида ҳисобга олинган. Масала номаълум ҳаракатчан чегарали соҳаларда чизиқсиз оддиий дифференциал тенгламалар системаси учун Коши масаласига келтириб ечилган. Графиклар кўринишида тақдим этилган ечимларниг тахлили келтирилган.*

Калит сўзлар: *тўқнашув; ёпишқоқ-пластик деформация; қуруқ ишқаланиш; оқувчанлик чегараси; Сен-Венан параметри.*

Begmatov A. Collision of a rigid body and a viscoplastic rod of finite length in the presence of dry friction with the external environment.

Annotation: *The paper studies the problem of the collision of a rigid body and a rod of finite length made of a viscoplastic incompressible material interacting with the environment according to the Coulomb dry friction law. In this case, the interaction is also taken into account in the part of the rod subjected to viscoplastic deformation and in the part of the rod that moves as a solid body. The problem is reduced to the Cauchy problem for a system of nonlinear ordinary differential equations defined in domains with an unknown moving boundary. An analysis of the numerical results presented in the form of graphs was carried out.*

Keywords: *collision; viscoplastic deformation; dry friction; yield strength; Saint-Venant parameter.*

УДК. 63.1+632.034

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯТОРНОГО ОПРЫСКИВАТЕЛЯ С ДВОЙНЫМ СОПЛОМ

Матчанов Р.Д., Юлдашев А.И.
СП ООО «AGRIXIM», Ташкент, Узбекистан
E-mail: agrixim@mail.ru

Аннотация: *В статье приведены результаты аналитических и экспериментальных исследований основных показателей малообъемного мелкодисперсного распыления рабочей жидкости на поверхность обрабатываемых растений. В том числе: диаметр капель, степень покрытия каплями обрабатываемой поверхности, коэффициент эффективности действия капли. Установлены также площадь эффективного действия капли, расход жидкости через один распыливающий наконечник, а также минутный расход рабочей жидкости вентиляторным опрыскивателем с двойным соплом и его производительность. Установлено, что вентиляторный опрыскиватель с двойным соплом, разработанный в СП «Agrixim», удовлетворяет требованиям соответствующих руководящих материалов.*

Ключевые слова: *Опрыскиватель; дефолиация; хлопчатник; химические препараты; дисперсность.*

Введение. Дефолиация хлопчатника является ключевым агроприемом для подготовки агрофона хлопкового поля под машинный сбор урожая хлопка. Для проведения дефолиации в Узбекистане в основном применяют штанговые и вентиляторные опрыскиватели. Каждый тип опрыскивателей имеет свои положительные и отрицательные стороны [1].

Преимуществом штанговых опрыскивателей является сокращение времени полета формируемых капель до обрабатываемых поверхностей, снижение потерь рабочей жидкости. Недостатком штанговых опрыскивателей является низкая маневренность, необходимость увеличенной разворотной полосы и неполная обработка растений по высоте, особенно нижней стороны листьев [2].

Преимуществом вентиляторных опрыскивателей является увеличение ширины захвата, сравнительно полная обработка растений по высоте и ширине куста [3]. Недостатком этих опрыскивателей является неравномерность распыления рабочей жидкости по ширине захвата машины, а также потеря мелких капель за счет испарения и ветра.

Нами разработана новая [4] конструкция вентиляторного опрыскивателя с двойным соплом, которая включает в себя положительные характеристики штанговых и вентиляторных опрыскивателей.

Целью данной работы является определение основных технологических параметров вентиляторного опрыскивателя с двойным соплом VP-1IB с целью его совершенствования.

Методы. Использованы методы гидравлики и высшей математики. Экспериментальные исследования проведены согласно O’z DSt 3203-2017 «Испытания сельскохозяйственной техники. Опрыскиватели и опыливатели. Методы испытаний».

Результаты. Опрыскиватель должен обеспечить равномерную обработку всей площади без пропусков и повторов при максимально-экономном расходе химических препаратов. Условия обработки и основные требования к работе опрыскивателей приведены в работах [5, 6].

Вентиляторные опрыскиватели имеют высокую производительность, т.е. распыляют в единицу времени больше объема жидкости и охватывают распыленным потоком значительные по размерам объекты. Они имеют значительную пробивную силу потока. Это позволяет проникать в глубину высокорослых растений, в т.ч. хлопчатника. Энергия воздушного потока опрыскивателя принуждает листья колебаться и поворачиваться на черешках, что способствует равномерному покрытию их с обеих сторон.

Качество опрыскивания обусловлено дисперсностью распыла и размерами капель распыляемой жидкости [7]. На степень распыления рабочей жидкости влияют давление жидкости, скорость истечения, скоростной напор воздушного потока, физико-химические свойства самой жидкости.

На рисунке показан вентиляторный опрыскиватель VP-1IB, подготовленный к дефолиации хлопчатника.

Рис 1.Опрыскиватель VP-1IB с двойным соплом

Полевые испытания нового опрыскивателя проводились в Центре сертификации и испытаний сельскохозяйственной техники и технологий (ЦИТТ).

Показатели качества работы опрыскивателя по густоте покрытия и дисперсности распыла показаны в табл. 1, а по опадению листьев и раскрытию коробочек хлопчатника в табл. 2.

Показатели качества работы опрыскивателя по густоте покрытия и дисперсности распыла

Таблица 1

Наименование показателя	Значение показателя	
	верх листа	низ листа
Дата	07.09.2020г.	
Место испытаний	Испытательный полигон ЦИТТ	
Расход жидкости, л/га		
- установочная	150	
- фактическая	150	
Рабочая скорость, км/ч	3,9	
Эффективная ширина захвата, м	25	
Распределение густоты покрытия карточек по эффективной ширине захвата на листовой поверхности, %		
- залитые	11	2,3
- свыше 20 шт/см^2	81,5	57,6
- менее 20 шт/см^2	13	26,1
- необработанные	6,2	14
Медианно-массовый диаметр следов капель, μм		
- крупных	386	458,5
- средних	156	187,5
- мелких	63	73,5
- по опыту средних	201	239

Показатели качества работы опрыскивателя при лабораторно-полевых опытах на дефолиации хлопчатника

Таблица 2

Наименование показателя	Значение показателя по данным испытаний I-фон (контроль)
Дата	07.09.2020г.
Место испытаний	Испытательный полигон ЦИТТ
Наименование агрегата	VP-1IB
Ширина междурядий, см	90
Рабочая скорость, км/ч	3,9
Название ядоматериала	Хлорат магния
Фактическая ширина захвата, м	25
Техническая эффективность на дефолиации хлопчатника, %:	
- на 6 день после обработки	75,95
- на 12 день после обработки	93,1
Процент раскрытия открытого хлопка до дефолиации, %	20-28
- на 6 день после обработки	57
- на 12 день после обработки	71

С использованием отдельных показателей испытаний произведем расчет среднего диаметра капли. Критерием дисперсности распыла рабочей жидкости является средний диаметр капли d_k.

$$d_k = \frac{d_{сл}}{\sqrt{\frac{4\,sin^3\alpha}{2+cos^3\alpha-3\cos\alpha}}},$$

где $d_{сл}$ – экспериментально установленный диаметр следа капли, мкм; α – угол между касательной к сфере капли в точке ее сечения обрабатываемой поверхностью и самой поверхностью.

Обычно средний диаметр капель

$$d_k = \frac{2}{3}d_{сл}$$

Примем средний установленный диаметр следа капель $d_{сл}$ =275 мкм [8] тогда d_k =183,3 мкм.

Определим степень покрытия каплями обрабатываемой поверхности M (%).

Это второй критерий оценки качества работы лпрыскивателя

$$M = \frac{100n}{4F_o}(d_1^2n_1 + d_2^2n_2 + \cdots d_n^2n_n) = \frac{25}{F_o}\sum d_i^2n_i$$

где d_1, d_2, d_n – диаметры следов капель, мкм; n_1, $n_2 \cdot n_n$ – количество капель каждого размера; F_o – исследуемая площадь, мкм^2.

Экспериментально установлено, что на дефолиации хлопчатника степень плкрытия листовой поверхности M при эффективной ширине захвата 25 м составила по верху листа 81,5%, низу листа 57,6%.

Третьим критерием оценки качества работы опрыскивателя является коэффициент эффективности действия капли, равный отношению общей площади эффективного действия к площади, образованной следом капли

$$K_{эф} = \frac{F_{эф}}{F_{сл}} = \frac{(d_{сл}+2r)^2}{d_{сл}^2},$$

где $d_{сл}$ – диаметры следа капли; $d_{эф}$ – диаметр эффективного действия капли, r – зона эффективного действия капли.

Площадь эффективного действия определяется из выражения

$$F_{эф} = 0{,}78(d_{сл} + 2r)^2,$$

где r – зона эффективного действия принимается 100…200 мкм.

Принимаем r=150 мкм.

Площадь следа капли $F_{сл}$ определяется по формуле

$$F_{сл} = 0{,}78d_{сл}^2$$

Из расчетов $F_{сл}$=58987,5 мкм^2, $F_{эф}$=330625 мкм^2, $K_{эф}$=4,37.

Тогда степень эффективного покрытия каплями обрабатываемой поверхности определяется из выражения

$$M_{эф} = K_{эф} \cdot M$$

$M_{эф}$ по верху листа равен 356%, по низу листа 251,7%.

С уменьшением размера капли растет коэффициент эффективности действия препарата. На эффективность химической обработки влияют не размеры, а количество капель на единицу площади.

При повышении дисперсности распыла, т.е. уменьшении размера капель наблюдается следующий эффект: если по диаметру капли будут различаться между собой в два раза, то их объемы уже в 8 раз, а при разнице размеров в 4 раза – в 64 раза [7].

Для обеспечения достаточно большой энергии потока рабочей смеси при малообъемных опрыскивателях используют насосы высокого давления [9, 10].

Определим расход жидкости через один распыливающий наконечний по формуле гидравлики [10].

$$q_p = 0{,}06F\mu\sqrt{2gH}, \tag{1}$$

где F – сечение выходного отверстия наконечника, мкм^2; g – ускорение свободного падения м/с^2 (9,81); H – давление при входе (30 м вод.ст.) [5] жидкости в распыливающий наконечник; 0,06 – коэффициент размерности.

Обычно средние значения коэффициента расхода для полевых распылителей равно 0,41 [10].

Коэффициент расхода μ может быть рассчитан по выражению

$$\mu = \sqrt{\frac{\varepsilon^3}{2-\varepsilon}},$$

где ε – коэффициент заполнения сопла жидкостью.

Для принятых условий расход жидкости равнялся 1,04 л/мин.

Минутный расход рабочей жидкости опрыскивателем определяется по формуле [11]

$$q_1 = \frac{V_м B_p Q}{600},$$

где q_1 – расход всеми распыливающими наконечниками, л/мин; $V_м$ – скорость агрегата, км/ч (3,9 км/ч); B_p – рабочая ширина захвата, м, (25 м); Q – норма расхода рабочей жидкости, 150 л/га.

Тогда расход жидкости опрыскивателя с двойным соплом VP-1IB при всех работающих распыливающих наконечниках будет равен 24,3 л/мин.

Для практических расчетов минутный расход жидкости одним распыливающим наконечником, зная число наконечником (n=26 шт), можно определить по формуле

$$q_р = \frac{q_1}{n}.$$

Получим $q_p \approx 0{,}94$ л/мин, близкий к полученному по формуле (1).

Анализ и обсуждение. Производительность агрегата рассчитаем по формуле

$$W = 0{,}1 B_p V_м,$$

где B_p – ширина захвата, м; $V_м$ – рабочая скорость, км/ч.

Тогда производительность агрегата будет равна

$$W=0{,}1\cdot 25\cdot 3{,}9=9{,}75 \text{ га/ч}.$$

Сменная (фактическая) производительность агрегата определяется по формуле

$$W_ф = 0{,}1 B_p V_м t K,$$

где t – длительность смены, ч; K – коэффициент использования времени смены.

Зная по результатам испытаний длительность смены (7 ч) и коэффициент использования (0,6), получим $W_ф$=41 га.

Потребное количество машин для обработки имеющихся посевов хлопчатника в конкретном хозяйстве определим по формуле [12]

$$N = \frac{S}{T W_ф t},$$

где S – обрабатываемая площадь, га; T – продолжительность работы в период наибольшей нагрузки, дн; $W_ф$ – производительность агрегата, га/ч; t – продолж. рабочего дня, ч.

Площадь посевов хлопчатника у хозяйства примем $S=10000$ га, продолжительность рабочего дня в период наибольшей нагрузки T=10 дн, продолжительность рабочего дня (t=7 ч).

Тогда для проведения дефолиации на площади 10000 га необходимо иметь N=15 опрыскивателей VP-1IB.

Заключение. Проведенные исследования показали, что вентиляторный опрыскиватель с двойным соплом VP-1IB позволяет осуществлять малообъемное, мелкодисперсное опрыскивание растений и отвечает агротехническим требованиям.

Широкомасштабное использование опрыскивателя с двойным соплом позволяет существенно повысить производительность и качество химической обработки хлопчатника и других сельскохозяйственных культур.

ЛИТЕРАТУРА

[1] *Юлдашев А.И.* Разработка конструкции и обоснование параметров опрыскивателя с двойным соплом для химической обработки сельскохозяйственных культур. Дисс. Докт. PhD, Ташкент, 2022. – 154 с.

[2] Протокол №26-15-91 (216008002) Государственных периодических испытаний опрыскивателя штангового хлопкового ОШХ-12-1. САМИС, 1991. – 27 с.

[3] Протокол №17-2017 Типовых испытаний опрыскивателя вентиляторного хлопкового ОВХ-600. Гульбахор, УзГЦИТТ, 2017. – 20 с.

[4] Патент IAP05658. Опрыскиватель. Матчанов Р.Д., Казарез Л.А., Гуссарди П., Юлдашев А.И., Артемьев В.П.

[5] *Ахметов А.А., Юлдашев А.И., Камбарова Д.У.* Способы и технические средства борьбы с сельскохозяйственными вредителями и болезнями. Ташкент, «Фан», 2020. С. 160-166.

[6] Справочник по механизации хлопководства. Ташкент, «Узбекистан», 1981. С. 173-174.

[7] *Берим Н.* Химическая защита растений. Ленинград, «Колос», 1966. С. 54-55.

[8] *Матчанов Р.Д., Юлдашев А.И., Воинов С.Н.* Исследование качества обработки растений хлопчатника опрыскивателем с двойным соплом. Ташкент, Агротехника дуньеси, №07(09), июль, 2018, с. 32-35.

[9] *Матчанов Р.Д.* Защита растений в системе «культура-вредитель-препарат-машина». Ташкент, «Фан», 2016. –360 с.

[10] Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. М., «Машгиз», 1961. Т.2. – 862 с.

[11] *Турбин Б.Г., Лурье А.Б., Григорьев С.М., Иванович Э.М., Мельников С.В.* Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет. Л., «Машиностроение», 1967. – 583 с.

[12] *Кутейников В.К., Лосев Н.П., Четвертаков А.В. и др.* Механизация работ в садоводстве. Москва, «Колос», 1983, –319 с.

Дата поступления
14.12.2023

Матчанов Р.Д., Юлдашев А.И. Икки соплога эга вентиляторли пуркагичларнинг технологик параметрларини аниқлаш.

Аннотация: *Мақолада ишлов берилаётган ўсимликлар юзасига ишчи суюқликнинг кам ҳажмли майда дисперсияли пуркашнинг асосий кўрсаткичларини таҳлилий ва экспериментал тадқиқотлар натижалари келтирилган. Шу жумладан: томчиларнинг диаметри, ишлов бериладиган юзанинг томчилар билан қопланиш даражаси, томчи таъсирининг самарадорлиги коэффициенти. Бундан ташқари, томчининг самарали таъсир қилиш майдони, битта пуркагич учлиги орқали суюқлик оқими сарфи, шунингдек икки соплога эга вентиляторли пуркагич ишлатадиган ишчи суюқликнинг бир дақиқада сарфи ва унинг унумдорлиги аниқланди. “Agrixim” қўшма корхонасида ишлаб чиқилган икки соплога эга вентиляторли пуркагич тегишли раҳбарий ҳужжатлар талабларига жавоб бериши аниқланди.*

Калит сўзлар*: Пуркагич; дефолиация; ғўза; кимёвий препаратлар; дисперслик.*

Matchanov R.D., Yuldashev A.I. Determination of a double nozzle blower sprayer design parameters

Abstract: *The article presents the results of analytical and experimental studies of the main indicators of low-volume fine atomization of working liquid on the surface of treated plants. Including: droplet diameter, the degree of droplet coverage of the treated surface, droplet efficiency factor. The area of effective action of a drop, liquid flow rate through one atomizing tip, as well as the minute flow rate of working liquid by fan sprayer with a double nozzle and its productivity are also established. It was found that the double nozzle fan sprayer developed by JV “Agrixim” meets the requirements of the relevant guideline materials.*

Key words: *Sprayer; deleafing; cotton plant; chemicals; dispersiveness.*

УДК 621.893:667.2:620.22:633.5

ОСОБЕННОСТИ ДЕФОРМАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ХЛОПКА-СЫРЦА НА ПРИМЕРЕ ЕГО ПЕРВИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ

[1]Зиямухамедова У.А., [2]Бакиров Л.Ю., [3]Тураев М.У., [4]Джумабаев Д. А., [5]Тургуналиев Э.Т.

[1]Ташкентский государственный транспортный университет, Ташкент, Узбекистан
[2]Андижанский институт экономики и строительства, Андижан, Узбекистан
[3]Андижанский государственный университет, Андижан, Узбекистан
[4]Uzstandart, Ташкент, Узбекистан
[5]Андижанский машиностроительный институт, Андижан, Узбекистан
E-mail: elbekturgunaliyev@gmail.com

Аннотация: *В данной статье на основе теоретического и практического анализа влияния и характера механических столкновений, происходящих при первичной переработке хлопка и его элементов, проведено математическое моделирование взаимодействия хлопка с технологическим оборудованием и его рабочими поверхностями, в частности, шероховатой поверхностью; смоделированы наиболее важные механические повреждения. Объяснена возможность прогнозирования и управления степенью повреждения волокон и семян на основе комплексного исследования влияния отдельных семян, являющегося основным фактором, существенно влияющим на отмеченный процесс; теоретически и практически обоснована возможность максимально сохранять природные свойства хлопка-сырца, который является ценным стратегическим сырьем для нашей страны.*

Ключевые слова: *дисковый трибометр; хлопок-сырец; фрикционное взаимодействие; триботехнические характеристики материалов; нормативные документы.*

Введение. Природные свойства хлопка-сырца, являющегося ценным стратегически важным сырьем для экономики, изменяются в процессе его переработки, так как хлопок-сырец, и особенно его волокно механически взаимодействует с твердыми и шероховатыми металлическими рабочими поверхностями. Одним из основных факторов, отрицательно влияющим на качество сырья и работоспособность машин и механизмов является сила (коэффициент) трения хлопка с поверхностями рабочих органов машин [1].

Для теоретического обоснования превалирующих процессов и параметров рассмотрим, что

$$F = F_1 + F_2 + m\overline{W} + F_{\text{уд}}\frac{B_{\text{т}}H_{\text{т}}n_{\text{ср}}\vartheta_{\text{пм}}}{z_л\vartheta_{\text{цк}}}, \tag{1}$$

где F_1 – усилие для транспортирования массы хлопка по периметру туннеля, F_2 – усилие для отрыва массы хлопка, H; m – масса хлопка, кг; W– абсолютное ускорение частицы хлопка, м/с^2; $n_{\text{ср}} = \frac{H_{\text{т}}}{t_{\text{ср}}}$ – среднее число планок с колками, находящимися в контакте с массой хлопка, шт; $B_{\text{Т}}$ и $H_{\text{Т}}$ – ширина и высота вырываемого туннеля, м; $\vartheta_{\text{цм}}$ – скорость цепного конвейера, м/с; $\vartheta_{\text{пм}}$ – скорость перемешивания массы хлопка, м/с; $z_л$ – число линий резания, шт.; $F_{\text{уд}} = \frac{\tau}{d}$ – удельная сила для отрыва хлопка, зависящая от физико-механических свойств хлопка-сырца и конструкции рабочего органа, кН; τ – удельная сопротивляемость хлопка разборке, кН/м; d – диаметр колка, м.

Зависимость содержания пороков в результате механической примеси в волокне от кратности пропуска через пневмотранспортные установки и от влажности хлопка-сырца выражена эмпирической формулой:

$$\Pi_{\text{общ}} = 0{,}014[Q(0{,}0145W - 1) + W + 27{,}86](1 - e^{0{,}4n}) + C, \%,$$

где $\Pi_{\text{обш}}$ – общие мягкие пороки в волокне, %; Q – производительность подачи хлопка, t/h; W – влажность хлопка, %; n – кратность пропуска через пневмотранспорт; C – мягкие пороки в исходном хлопке, %.

Силу аэродинамического давления определяют по формуле

$$F = 12\frac{\pi}{n_{\text{м}}^2}(1 - K_{\text{м}})\eta_{\text{в}}V_{\text{ср}}h,$$

где $n_{\text{м}}$ – просвет материала; $\eta_{\text{в}}$ – вязкость воздуха, Н·с/м^2; $V_{\text{ср}}$ – скорость фильтрации воздуха, м/с; h – толщина слоя материала, м.

Отмечается, что движение хлопка по сетчатой поверхности происходит за счет действия сил, приложенных со стороны скребка. При этом возникают две силы трения: сила трения хлопка о прорезиненную поверхность скребка и сила трения, зависящая от аэродинамического давления. Эти силы создают крутящий момент в массе хлопка

$$M_{кр} = f_1 F \eta_0 + P(\sin\alpha - f_2\cos\alpha) r_0,\ \text{Н}\cdot м$$

где f_1 – коэффициент трения о сетчатую поверхность; f_2 – коэффициент трения о прорезиненную поверхность; P – сила, действующая со стороны скребка, N; r_0 – радиус летучки, m; α – угол действия силы P, grad.

Производительность для шнеков общего назначения при транспортировании перемещаемого материала определяется по формуле

$$Q = 60\frac{\pi Д^2}{4} sn\gamma\psi,$$

где Д – диаметр шнека, м; s – шаг винта, м; n – число оборотов винта, об/мин; γ – объемная масса хлопка-сырца, т/м^3; ψ – коэффициент заполнения, его нормируемое знаяение $\psi \leq 0{,}4$.

В большинстве случаев процесс транспортировки хлопка-сырца производится при $\psi > 0{,}5$. При этом увеличиваются затраты энергии, снижается производительность шнека. Производительность шнека пропорциональна скорости перемещения хлопка вдоль его оси:

$$Q_ш = S\vartheta_z\gamma,$$

где S – площадь поперечного сечения транспортируемого слоя хлопка-сырца, m^2; ϑ_z – скорость транспорттирования хлопка вдоль оси шнека, м/с; γ – плотность хлопка-сырца, t/m^3.

Из практики применения шнеков для транспортирования хлопка-сырца известны случаи их работы при коэффициенте заполнения, превышающем 1. Такие условия создаются, например, в шнеках-питателях хлопковых элеваторов при транспортировке хлопка-сырца на длину, не превышающую длину одного звена (растояние от места загрузки до первой подвески винта). Производительность шнека в этих тяжелых условиях определяется по формуле

$$Q_ш = 3{,}6\gamma\omega R\sin\alpha\cdot\cos\beta,\ \text{t/h},$$

где $S = \frac{\pi}{2}(R_1^2 - r^2) + 2hR$ – площадь поперечного сечения массы хлопка-сырца, транспортируемого шнеком, m^2; R_1 – радиус кривизны дна желоба, m; r – радиус вала винта, м; h – высота хлопка-сырца от горизонтальной оси шнека, m; γ – объемная плотность хлопка-сырца, т/м^3; R – радиус пера винта по наружной кромке, m; β – угол подъема пера винта шнека, grad; $\alpha = \varphi - arctg\left(\frac{1}{f} - tg\beta\right)$ – угол смещения винтом шнека хлопка-сырца в направлении, перпендикулярном винту (13-15°); φ – угол трения хлопка-сырца; f – коэффициент трения хлопка-сырца о желоб

$$\omega = \sqrt{\frac{g(\gamma R^2 + 2\pi f\tau_c)R\cos\alpha}{2\pi f\gamma R(R^2 - r^2)}};$$

где τ_c – сопротивление движению хлопка-сырца по хлопку-сырцу.

Мощность для привода хлопкового шнека при работе его с коэффициентом заполнения большим единицы с учетом центробежного давления хлопка-сырца на желоб рассчитывается по равенству [2]

$$W = \frac{F\vartheta_c + F_1\vartheta_1 + F_2\vartheta_2}{1000},$$

где F – сила трения хлопка-сырца о поверхность винта, N; $F_1 = fB\gamma\pi\left[\frac{(R^2 - r^2)\omega^2 R}{g} + (h + R_1\cos\beta)R_1\right]$ – сила трения хлопка-сырца о дно желоба, N; B – шаг винта, m; $\vartheta_c = \vartheta\cos\alpha - \omega R\cos\alpha$ – скорость скольжения хлопка-сырца по поверхности винта, m/s; $\vartheta_1 = \sin\alpha\,(\vartheta - R\omega)$ – скорость движения хлопка-сырца по желобу шнека, м/с; F_2 – сила трения хлопка-сырца о боковины желоба, N; $\vartheta_т$ – скорость транспортирования хлопка вдоль оси шнека, м/с.

Причину неудовлетворительной работы винтовых конвейеров при операциях с хлопком-сырцом повышенной влажности можно еще раз уточнить, рассмотрев формулу мощности, расходуемой на привод шнека [3]:

$$N = \frac{QLW_1}{3600\eta}, \quad \text{kW},$$

где Q – весовая производительность, t/h; L – длина пути перемещения хлопка-сырца, m; η – к.п.д. механизма; W_1 – коэффициент сопротивления (для хлопка-сырца нормальной влажности $W_1=5$).

Значительное улучшение работоспособности и эффективности транспортирующих устройств с применением полимерных материалов и покрытий из них показаны в работах [5,6], в дальнейшем были предложены критерии оценки работоспособности полимерных материалов.

По данным С.С.Негматова [4] для оценки работоспособности полимерных покрытий лучше использовать критерий в виде

$$\tau \sim \frac{\sigma}{I * f},$$

где I – интенсивность коррозии покрытия.

На основе многофакторного анализа результатов исследования и установленной корреляционной связи между свойствами и трибопараметрами взаимодействующих материалов автором работы [5] предлагается безразмерный критерий оптимизации в виде экспоненциальной зависимости.

$$f \cdot \delta \sim \exp\left[\frac{E_М - E_в}{E_М}\right] \cdot \frac{R_Z K_в HB_Н}{dK_Н HB_С} \to \min,$$

где $E_м$ и $E_в$ – соответственно модуль упругости материала и волокна; $HB_Н$ и $HB_С$ – соответственно твердость наполнителя и связующего; R_Z – высота установившейся шероховатости; d – диаметр хлопкового волокна; $K_в$ – доля волокна в хлопке; $К_Н$ – концентрация наполнителя.

Согласно предлагаемому критерию при выборе существующих и создании новых высокоэффективных КПМ с минимальным комплексным фактором (произведение коэффициента трения на относительную поврежденность хлопка) нужно стремиться приблизить модуль упругости материала к модулю упругости хлопкового волокна, обеспечивая при этом минимальное изменение шероховатости, достигаемое повышением равномерности микротвердости поверхности КПМ. Особо важно при этом добиваться максимальной стабильности f в широких диапазонах условий эксплуатации машин ($\rho\upsilon$), достигаемой изменением фрикционной теплостойкости КПМ.

Для экспериментального осуществления такого достаточно сложного многофакторного анализа разработан национальный нормативный документ, где в качестве испытуемого стенда используется дисковый трибометр [6].

Таким образом, предложенный безразмерный критерий, как нам представляется, является научной основой создания АКПМ, применяемых в рабочих органах машин и механизмов хлопкового комплекса. Предложен стандартный метод и средство измерения трибопараметров хлопка с контртелой. Очевидно, реализация этого научного принципа неразрывно связана с технологией получения КПМ, совместимостью наполнителей со связующими, энергетическими и трудовыми затратами и т.п.

Из рассмотренного выше технологического процесса первичной переработки наиболее важным параметром для оценки качества хлопка и его элементов является сила сопротивления, оцениваемая силой или коэффициентом трения. По кинематическому принципу измерения силы и коэффициента трения различают методы поступательного, возвратно-поступательного, вращательного и колебательного движения.

В работе [1] отмечается, что исследователи, моделируя трение различных материалов с хлопком-сырцом, разработали специальные установки. Это можно объяснить тем, что трение конструкционных материалов, взаимодействующих с хлопком-сырцом, отличается многообразием и сложностью одновременно протекающих процессов, что обусловлено, как было отмечено, специфическими свойствами хлопка-сырца. Хлопок представляет собой дисперсный материал, состоящий из взаимосвязанных волокон, семян и различных механических примесей и имеющий плохую сыпучесть. Геометрические размеры волокна соизмеримы с параметрами шероховатости поверхностей технологических машин. Существенные изменения условий взаимодействия, по сравнению с твердыми телами, происходят из-за сложных вязкоупругих свойств, которые непосредственно влияют на формирование пятен контакта и сил трения, а также из-за гигроскопичности, влажности и наличия воскового слоя на поверхности хлопка.

Отмечается, что анализ существующих методов и приборов [7] подтверждает, что каждый метод и прибор имеют свои особенности и пригодны только тогда, когда исследуемые пары на приборах работают в условиях, наиболее близких к реальным.

Например, в процессе исследования трения твердых тел с волокнистыми материалами отмечается, что:

а) для достижения достаточной надежности данных для волокнистых материалов, в том числе для хлопка-сырца, необходима площадь взаимного контакта не менее 50-60 см^2;

б) с целью получения достоверных данных по коэффициенту трения при вращательном движении, не отличающемся от поступательного, следует соблюдать соотношение:

$$R_{тр} / b_k >> 1,$$

где $R_{тр}$ − расстояние от оси до испытуемого образца; b_k − ширина образца.

Эти ограничения не были обоснованы экспериментальными исследованиями и в основном носили характер логического предположения. Наши исследования показали, что для максимальной имитации условий эксплуатации рабочих органов машин нужно стремиться приблизить $R_{тр}$ к ширине образца (короба – b_k).

Методы. Исходя из особенностей природного сыпучего волокнистого материала впервые был разработан ГОСТ метод и создан дисковый трибометр ТашПИ [6] для исследования триботехнических свойств конструкционных материалов при взаимодействии с хлопком-сырцом (рис. 1).

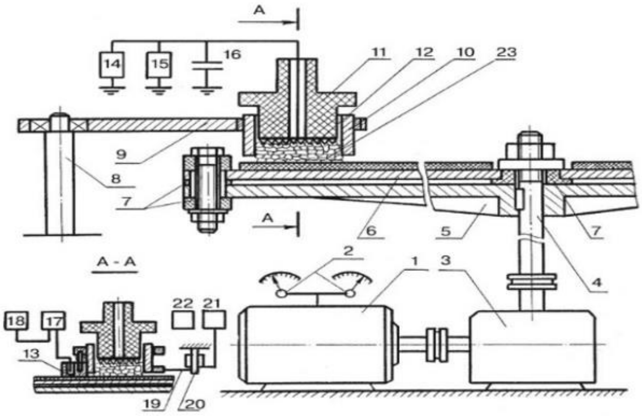


Рис.1. Дисковый трибометр ТашПИ [6]:
1 − электродвигатель постоянного тока; 2 − тонкая и грубая регулировка частоты вращения электродвигателя; 3 − редуктор; 4 − приводной вал (шпиндель); 5 − опорный диск; 6 − испытываемый образец с покрытием; 7 − изоляционная прокладка; 8 − ось; 9 − стрела; 10 − цилиндрический короб; 11 − поршень; 12 − электрод-направляющая; 13 − углеграфитовый тензоизмерительный элемент; 14 − измеритель емкости; 15 − электрометр; 16 − добавочная емкость; 17 − потенциометр; 18 − термостат; 19 − трос; 20 − тензобалка с тензодатчиками; 21 − тензоусилитель; 22 − осциллограф; 23 − волокнистая масса.

На основе анализа преимуществ и недостатков трибометров, использующихся для определения триботехнических свойств хлопка авторским коллективом создан дисковый трибометр, на основе использования которого впервые разработан и внедрен Государственный стандарт O‘zDSt 2822-2014 «Метод определения триботехнических свойств конструкционных материалов при их взаимодействии с волокнистыми материалами».

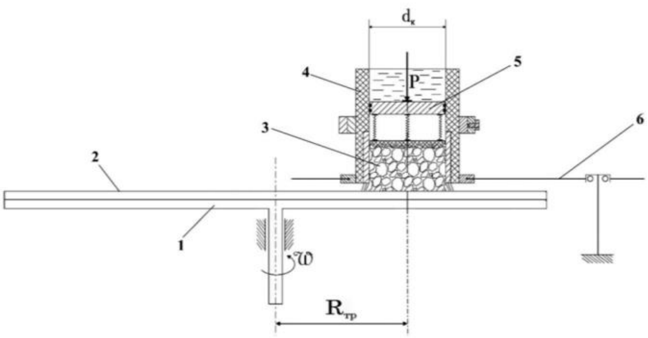


Рис. 2. Схема испытательной установки по ГОСТ O’zDSt 2822-2014: 1 – опорный диск, имеющий вращательное движение; 2 – диск-испытываемый образец; 3 – волокнистый материал (хлопок) испытываемый на трение с диском-образцом; 4 – цилиндрический короб для волокнистого материала; 5 – нагрузочная система для создания давления на поверхность испытательного диска; 6 – рычаг для поддержания цилиндрического короба в нужном радиусе ($R_{тр}$) вращения

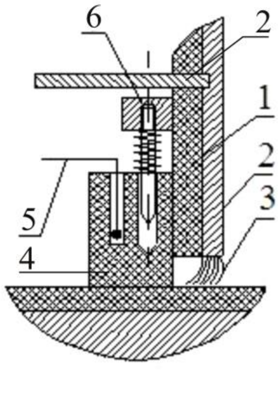


Рис. 3. Схема измерения трибозаряда и температуры: 1 – цилиндрический короб; 2 – алюминиевый электрод для сбора потенциала трибозаряда; 3 – контактные проволочные щетки для съема потенциала трибозаряда; 4 – скользящий элемент (углеграфитовый электрод); 5 – термопара; 6 – пружинный шток, удерживающий скользящий элемент под давлением

Следует отметить, что все трибометры дискового типа, описанные выше, имели общие недостатки, а именно, увеличение отношение радиуса трения $R_{тр}$ к ширине короба $Д_k$ минимум в 3 раза для обеспечения скорости вращательного движения.

Однако авторы дискового трибометра по FAP 00782 [8], в результате использования которого разработан и внедрен новый ГОСТ O’zDSt 2822-2014, считают, что для условий эксплуатации машин и механизмов по переработке хлопка скорость его перемещения должна иметь вращательный характер и она совсем не обязательно должна приближаться к линейной. Самое главное принципиальное отличие и сущность нового стандарта O’zDSt 2822-2014 заключается в том, что критериальной эксплуатационной характеристикой машин является произведение давления на скорость скольжения $(\rho \cdot \nu)$, представляющее собой удельную мощность трения, которая более адекватно характеризует фрикционное взаимодействие материалов.

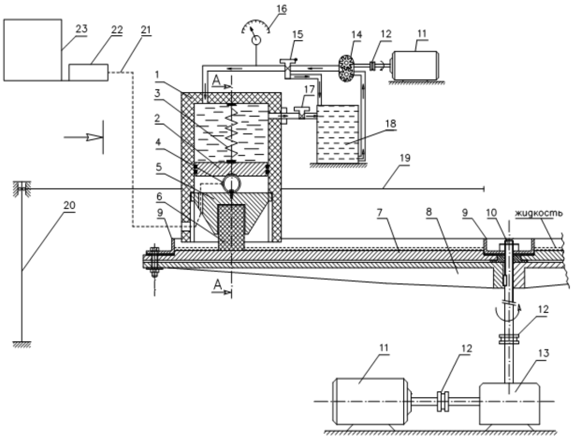


Рис. 4. Дисковый трибометр для измерения релаксации напряжений в полимерных композиционных материалах

С целью универсализации назначения трибометра в научных исследованиях разработана дополнительная конструкция, позволяющая измерять релаксации механического напряжения в испытуемых образцах из композиционных полимерных материалов, на которую получен патент РУз на полезную модель №FAP 01039 «Дисковый трибометр для измерения релаксации напряжений в полимерных материалах» [8] (рис. 4).

В основу изобретения положена задача расширения области применения дискового трибометра за счет создания его модификации, позволяющей выполнять замеры параметров релаксации напряжений в полимерных материалах в условиях трения с более высокой достоверностью и точностью показателей.

Устройство отличается от аналога тем, что узел стабилизации, выполненный в свободном подпоршневом пространстве, представляет собой держатель, который имеет форму усеченного конуса. Последний установлен основанием кверху, с возможностью перемещения по вертикальной оси гидроцилиндра, имеющего в стенках 4 прямые шлицеобразные пазы. На основании конуса вырезаны 4 полупризматических выступа, входящих в шлицеобразные пазы. Этим обеспечивается повышенная устойчивость (за счет исключения перекосов) держателя при передвижении по вертикали гидроцилиндра, который способствует равномерному распределению нагрузки на испытуемый образец, размещенный в держателе, а также на связанное с держателем, жестко закрепленное на основании усеченного конуса, а сверху – зафиксированное в углублении поршня тензометрическое кольцо с тензодатчиками (рис. 5).

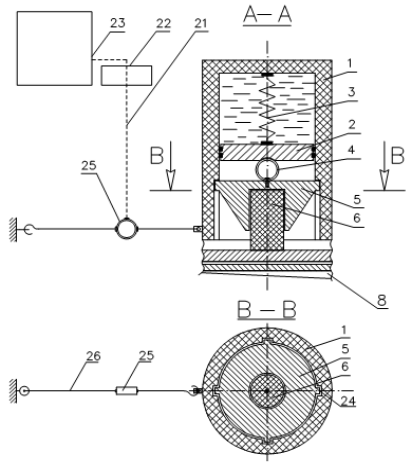


Рис. 5. Дисковый трибометр для измерения релаксации напряжений в полимерных композиционных материалах: (разрез А-А. см. рис.4)

Продольный осевой разрез трибометра релаксометра приставлен на рис.5.

Результаты. Известно [1,10], что в процессе уборки, транспортировки и переработки хлопка-сырца происходит фрикционное взаимодействие с рабочими поверхностями технологических машин. В результате этого волокна хлопка механически повреждаются и теряют свои природные свойства. Основная причина этого связана с эффектом фрикционного взаимодействия вершины шероховатости рабочей поверхности с волокном и различием механических свойств материалов поверхности трения. На основе математического моделирования фрикционного взаимодействия трибопары, связанной с хлопком, были достигнуты достаточно положительные результаты. В частности, было предложено аналитическое выражение фактической поверхности контакта (ФПК):

$$a_r = \frac{2d_S}{\pi S}\, a_c \int_0^{x_0} \frac{1}{k} \arccos\left[\frac{4(1-\varepsilon_{00^1})}{1-\sin kx} - 1\right] dx$$

где a_r – процент относительной поверхности контакта трущихся поверхностей с ватой, d_s – средний диаметр волокна, S – расстояние между двумя отдельными неровностями, a_s – относительная контурная поверхность, соответствующая поперечному сечению зерна, $x_0 = \frac{1}{\mathrm{k}}\arcsin(1-\varepsilon_{00}) - \frac{\pi}{2\mathrm{k}}$, коэффициент периодичности k − синусоидальной (косинусоидальной) тригонометрической функции, ε – относительное приближение пика неровности волокон в результате деформации.

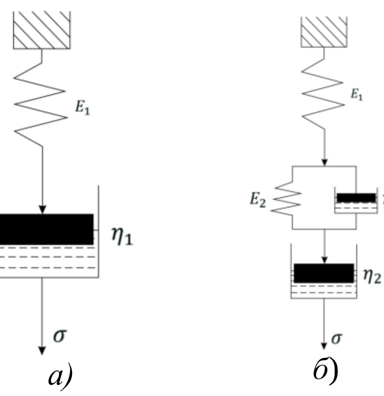
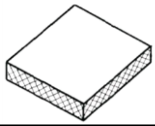
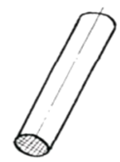
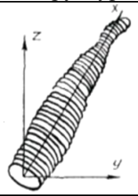
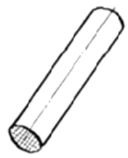
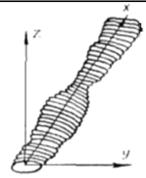
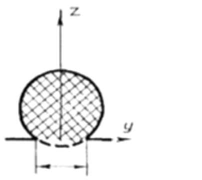
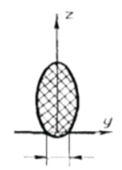
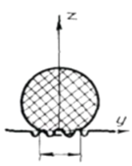
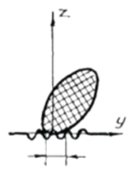
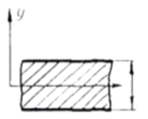
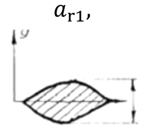
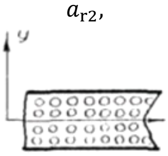
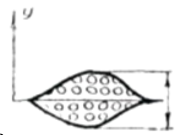


Рис. 6. Двухэлементная (*а*) и четырехэлементная (*б*) механические модели [3] .

При этом авторы считали правильными две разные механистические модели (рис.6): двухэлементный и четерёхэлементный. Таким образом впервые создана установка и разработана методика определения долговечности новых материалов в узлах трения машин с учетом релаксации механического напряжения [9]. $r \gg h$ учитывая, что радиус (r) пика одиночных неровностей для полимерных материалов значительно больше его высоты (h), модель, описанная для относительного ФПК (рис. 4), является правомерной, и можно представить себе формирование по крайней мере четырех типов относительных ФПК: прямоугольные, с ромбической кривой и прямоугольником с промежутками, а также с ромбической кривой.

Таблица 1

Закономерность формирования фактической контактной поверхности в зависимости от микронеровностей поверхности за счет созревания хлопкового волокна с полимерными материалами

Модель гладкой поверхности полимерного материала 			
Структурная модель хлопкового волокна			
			
Фрикционное взаимодействие волокон с гладкой полимерной поверхностью			
			
Формы реальной контактной поверхности (ФПК), образующиеся при взаимном фрикционном взаимодействии			
$a_{г}$, 	$a_{г1}$, 	$a_{г2}$, 	 $a_{г2}$

Исходя из представленной схемы, можно отметить, что за счет появления в размерах сырого волокна вместо цилиндрической формы реальной контактной поверхности, состоящей из микронеоднородностей, из-за малой ее численной величины количество реального контактного давления (P_{r2}) является номинальным P_r контактным поверхностным давлением (P_{α}) и образуется при соударении полимерного материала с сваренным цилиндрическим волокном, реальное давление, создаваемое в поперечном и продольном размерах волокна больше (P_{r1}). В результате, когда внутренние и внешние факторы, воздействующие на него, одинаковы, повреждение волокна P_{r2} изменяется в зависимости от реального давления, особенно величины.

Анализ. Результаты исследования доказывают, что теоретический подход, на который делался упор в течение многих лет, не совсем корректен, если прочность волокна на растяжение в процессе трения высока. Низкосортная поверхность основана на том, что реальное давление велико, а не на относительно низкой P_{r2} прочности на растяжение неравномерных волокон. Это показывает, что в теориях, которые были выдвинуты для образования ФПК, и релятивистской контактной поверхности, которую мы предлагаем, есть изъян. Это указывает на необходимость разработки усовершенствованной математической модели для η_r.

Известно, что механическое повреждение волокна, возникающее при фрикционном взаимодействии хлопка с рабочими поверхностями технологического оборудования, зависит от величины давления, создаваемого на фактической контактной поверхности, и определяется относительной величиной контактной поверхности η_r. По мнению профессора А.Б. Джумабаева [9] η_r оценивается следующим выражением в другой форме выражения (1)

$$\eta_r = \frac{Pa}{\pi}\sqrt{\frac{8\pi d}{E'}}\left[\frac{1}{\sqrt{q_1}} + mA^c_{a_1}\left(\frac{1}{\sqrt{q_2}} - \frac{1}{\sqrt{q_1}}\right)\right]$$

Здесь η_r − относительный процент контакта трущейся поверхности с волокнистой массой (*безразмерное число), Pa* − номинальное давление, создаваемое на трущуюся поверхность ватой, *МПа, E'* − представленная шерстяная модель материала трущейся поверхности с хлопковым волокном, *МПа, d* − количество хлопкового волокна, участвующего в трении, диаметр поверхности, *мкм, m* − семена хлопчатника, участвующие в трении, количество штук, q_1 и q_2 − силы растекания, деформирующие незасеянное и засеянное волокно соответственно, возникающие при контакте с поверхностью трения, H/м, $A^c_{a_1}$ − поверхность по контуру, соответствующая поверхности поперечного сечения семени, $м^2$.

Выражение (1) получено из статического анализа случаев. На практике при фрикционном взаимодействии хлопка с технологическим устройством возникают не два различных давления, а среднее давление в зоне под посевом и без посева. Тогда η_r формулы $q_1 = q_2$, если принять его условно и внести необходимые математические изменения можно описать уравнением

$$\eta_r = \frac{2Pa}{\pi}\sqrt{\frac{2\pi d}{E' \cdot q_1}}$$

На основе этого теоретического анализа q можно прогнозировать фактические значения повреждения волокна между желаемыми предельными значениями без проведения экспериментов.

Для подтверждения этой научной идеи были созданы методы и средства для определения реальной поверхности контакта, получаемой при изменении механических свойств гетерокомпозитных полимерных (ГКП) материалов с различными видами хлопкового волокна и выбора материала ГКП с оптимальными механическими свойствами. Используя приведенные выше 2-3 выражения, можно определить сумму A_r (реальная поверхность контакта) с помощью специально разработанной компьютерной программы (DGU № 06060) [11] для определения значений предельного состояния для конкретного сорта хлопчатника. Результаты исследования представлены на рис. 7.

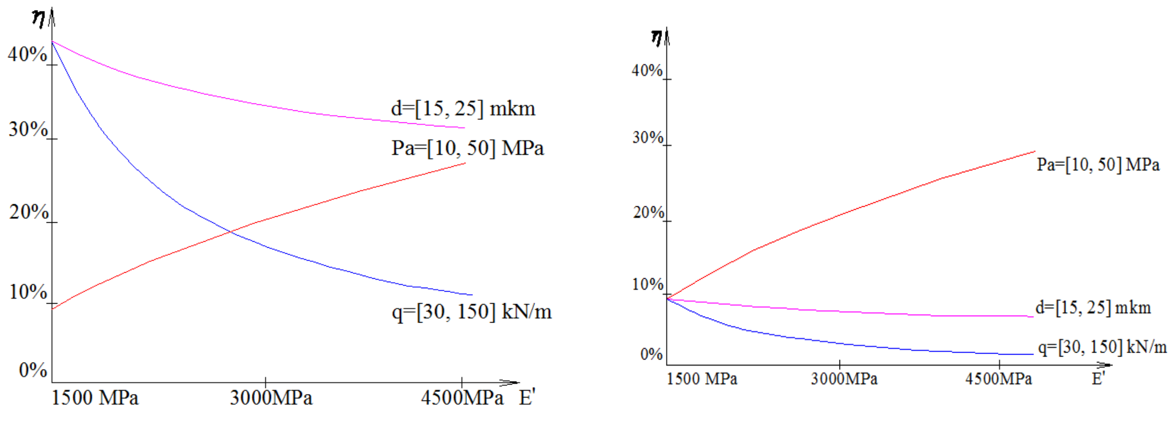
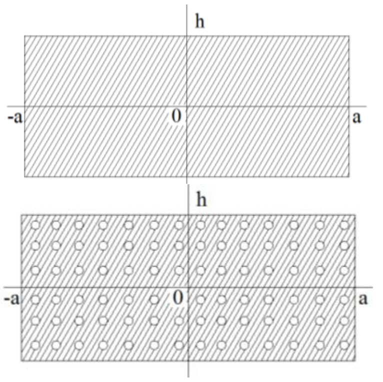


Рис. 7. Зависимость относительного изменения реальной поверхности контакта от модели шерсти, в которой представлены механические свойства фрикционных материалов

Интегральное уравнение суммы реальных контактных поверхностей в зависимости от созревания хлопкового волокна выражается следующим образом (рис. 8.).



$$S_1 = 2\int_{-a}^{a} h \cdot dx$$

$$S_2 = 2k\int_{-a}^{a} h \cdot dx$$

k − коэффициент неровности поверхности волокна

Рис. 8. Относительное изменение фактической контактной поверхности

Таким образом, следует отметить, что в процессе трения с хлопком помимо шероховатости поверхности контртела существенное влияние оказывает и микро шероховатость хлопкового волокна, что было обосновано усовершенствованием математической модели и проведением вычислительных экспериментов.

Заключение. 1. На основе комплексного исследования влияния основных масштабных факторов единичных выступов рабочих поверхностей технологических машин выявлены механизмы снижения природных свойств хлопковых волокон и семян.

2. Теоретическими и экспериментальными исследованиями технологического процесса первичной переработки хлопка-сырца выявлено, что превалирующим фактором процесса является фрикционное взаимодействие хлопка с рабочими поверхностями технологических машин.

3. Расчетно-аналитическими методами и экспериментальной проверкой на механическое повреждение хлопковых волокон и семян установлено, что основным фактором, существенно влияющим на отмеченный процесс, является физика поверхностных явлений.

4. Применением методов моделирования влияния основных факторов и свойств материалов, из которых изготавливаются детали рабочих органов технологических машин, установлено, что механическое повреждение хлопкового волокна происходит как на макроуровнях за счёт масштабных и силовых воздействий, так и на микроуровнях за счет факторов, связанных поперечными и продувными геометрическими параметрами хлопкового волокна в зависимости от селекционных и технических сортов, которые определяют формирование площади фактического касания, где происходит механическое повреждение.

5. Исследованиями процесса первичной переработки с использованием метода киносъёмки, впервые установлено, что геометрические параметры хлопка и свойства материала, из которого изготовлены транспортирующие средства, оказывают существенное влияние на динамику процесса транспортирования, где происходит механическое повреждение хлопковых волокон и семян.

6. В зависимости от функциональных особенностей и координат движения хлопковой массы на различных стадиях линии переработки впервые опровергнуты установленные ранее понятия о том, что периодически возникающие пожары происходят не за счет трибоэлектрических зарядов, а от возникновения искры при соударении хлопка с поверхностями деталей технологических машин. В этой связи рекомендовано постадийное использование материалов для изготовления деталей технологического оборудования строго по их служебным свойствам.

ЛИТЕРАТУРА

[1] *Мирошниченко Г.И.* Основы проектирование машин первичной обработки хлопка. Москва. Машиностроение, 1972, - 486 с.

[2] *Суслин А.Н.* Исследование и выбор оптимальных параметров рабочего органа для рытья туннелей в бунтах хлопка-сырца. Автореф. дисс. на соискание уч. степ. к.т.н. Ташкент. 1972. −32 с.

[3] *Ахмадходжаев Х.Т.* Повышение эффективности рабочего процесса пневмотранспортирования хлопка-сырца в хлопкозаводах. Автореф. дисс. на соискание уч. степ. к.т.н. Ташкент. 1981. −18 с.

[4] *Негматов С.С., Джумабаев А.Б., Иргашев А.А.* Особенности фрикционного взаимодействия полимерных покрытий с хлопком-сырцом // Трение и износ. 1983, Т.4, №3. С.458−466.

[5] *Джумабаев А.Б., Ахмедходжаев Х.Т.* Выбор и исследование материала трубопровода для транспортирования хлопка-сырца // Хлопковая промышленность. 1979, № 6, С.16−17.
[6] Государственный стандарт РУз O’zDSt 2228-2014. Метод определения триботехнических свойств материалов с волокнистой массой. Официальное издание. -32 с.
[7] *Собиров Б.А., Бакиров Л.Й., Халимов Ш.А., Тураев М.У., Джумабаев А.Б.* К созданию установки для исследования релаксации напряжения в полимерных композиционных материалах с учетом трения и изнашивания // Проблемы механики. 2018, № 4, С. 81–85.
[8] *Джумабаев А.Б.* и др. Патент UZ на полезную модкель № FAP 00782. Дисковый трибометр. 2012, № 12, с.42
[9] *Джумабаев А.Б.* Трение и повреждаемость хлопка. Ташкент. Стандарт, 2011, - 276 с.
[10] *Эшкобилов О.Х.* Машинасозлик композицион полимер материалларнинг антифрикцион хоссаларини урганиш учун методика ва курилмани ва улар асосида толали масса (пахта мисолида) таъсирида ишлайдиган копламаларни олиш технологиясини ишлаб чициш. Автореф. дисс. на соискание уч. степ. к.т.н. Ташкент. 2018. – 51 с.
[11] *Бакиров Л.Ю., Рахматов Э.А., Мёнг Сук Ли*. Программный продукт для ЭВМ № DGU 06060. Полифункционал полимер композицион материалларнинг структурасини тадқиқ қилиш, таркиби ва олиш технологиясини ишлаб чиқиш. Ташкент. 2019.

Дата поступления
11.10.2023

Зиямухамедова У.А., Бакиров Л.Ю., Тураев М.У., Джумабаев Д. А., Тургуналиев Э.Т. Пахтага дастлабки ишлов бериш мисолида пахта элементлари деформациясининг муҳим хусусиятлари.

Аннотация: *Мазкур мақолада қиммат баҳо стратегик ашё пахта ва унинг элементлпри тола ва чигитни дастлабки ишлов бериш жараёнида содир бўладиган механик тўқнашувлар таъсири ва моҳиятини назарий ва амалий таҳлил этиш асосида пахта билан технологик жиҳозлар ишчи сиртлар билан ўзаро таъсирланувини математик моделлаштириш: хусусан сирт нотекислиги ҳамда механик жарохатнинг энг асосий омили бўлиш якка чиқиқларнинг таьсири комплекс тадқиқотлаш асосида тола ва чигит жароҳатланиш даражасини башоратлаб бошқариш имкони назарий ҳам амалий жиҳатдан ёритиб, қимматли ва стратегик муҳим ашёни табиий хусусиятни максимал сақлаш имкони илмий асослаб берилган.*

Калит сўзлар: *Дискли трибометр; пахта ашёси; фрикцион таъсирланишув; материаллар триботехник тавсифлари; норматив хужжатлар.*

Ziyamukhamedova U.A., Bakirov L.Y., Turaev M.U., Djumabaev D.A., Turgunaliev E.T. Peculiarities of deformation of raw cotton elements on the example of its primary processing.

Annotation: *In this article is strategically important raw cotton and its elements of fiber and seeds are subjected to what force and surface phenomena that natural properties, the complex considered the most important damaging factor of geometric parameters and physical and mechanical properties, the results of the interaction mechanisms of cotton with the working surfaces of technological machines and mechanisms are scientifically justified possibility of prediction and management of the natural properties of elements strategically very important for our country beast.*

Keywords: *Disk tribometer; raw cotton; frictional interaction; tribological characteristics of materials; normative documents.*

УДК: 675(075.8)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ДВУХВАЛКОВОМ МОДУЛЕ

[1]Бахадиров Г.А., [2]Хуррамов Ш.Р., [3]Мусиров М.У.

[1]Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
[2]Ташкентский архитектурно строительный университет, Ташкент, Узбекистан
[3]Ташкентский государственный транспортный университет, Ташкент, Узбекистан
E mail: musirov.mech.1992@mail.ru, shavkat-xurramob59@mail.ru

Аннотация: *В статье приведены результаты исследования напряженного состояния на поверхности контакта валков двухвалкового модуля. Получены математические модели закономерностей распределения контактных напряжений по кривым контакта валков для случая, когда деформационные свойства контактирующих тел заданы реологическими моделями. Эти модели учитывают все основные параметры двухвалковых модулей и описывают кривые распределения контактных напряжений для всех частных случаев взаимодействия обрабатываемого материала с парами валков в двухвалковых модулях. Найдены выражения угла, определяющую точку максимума нормального напряжения и нейтрального угла каждого валка двухвалкового модуля.*

Ключевые слова: *двухвалковый модуль; контактные напряжения; распределения контактных напряжений; нормальные напряжения; касательные напряжения; нейтральная точка.*

Введение. Энергосиловые параметры двухвалкового модуля являются основными при конструировании и эксплуатации валковой машины. От этих параметров во многом зависит качество и эффективность технологического процесса. Для определения энергосиловых параметров двухвалкового модуля необходимо знать модели закономерности распределения контактных напряжений. При моделировании контактных напряжений основными факторами являются модели напряжений трения, связывающие касательные и нормальные напряжения, а также модели кривых контакта валков, описывающие формы этих кривых [1].

В двухвалковом модуле с валками, имеющими эластичные покрытия, кривые контакта имеют сложные конфигурации. Поэтому моделирование закономерностей распределения контактных напряжений в этом случае выполняется на основе предварительного выбора формы кривых контакта валков. Обычно применяют дугу окружности, эллипса и параболы или простые механические модели [1].

Существует достаточно много моделей напряжений трения, полученные теоретическими, экспериментальными или экспериментально-теоретическими методами. При исследовании напряженного состояния в двухвалковых модулях используют в основном модель сухого трения (закон Амонтона-Кулона) [2, 3]. Закон Амонтона-Кулона и другие модели напряжений трения, используемые в настоящее время при решении задач напряженного состояния в двухвалковых модулях, считаются приближенными, и по этой причине, полученные в них теоретические кривые распределения контактных напряжений, рассматриваются как приближенные, следовательно, они не соответствуют экспериментальным эпюрам [4].

Закономерности распределения контактных напряжений в двухвалковых модулях зависят от деформационных свойств контактирующих тел, которые характеризуются связями между напряжением и деформацией. В работах [5−8] величина напряжений в каждой точке кривого контакта принимается как степенные функции деформации контактирующих тел. В этих исследованиях не учтено влияние реологических свойств контактирующих тел на закономерность распределения контактных напряжений.

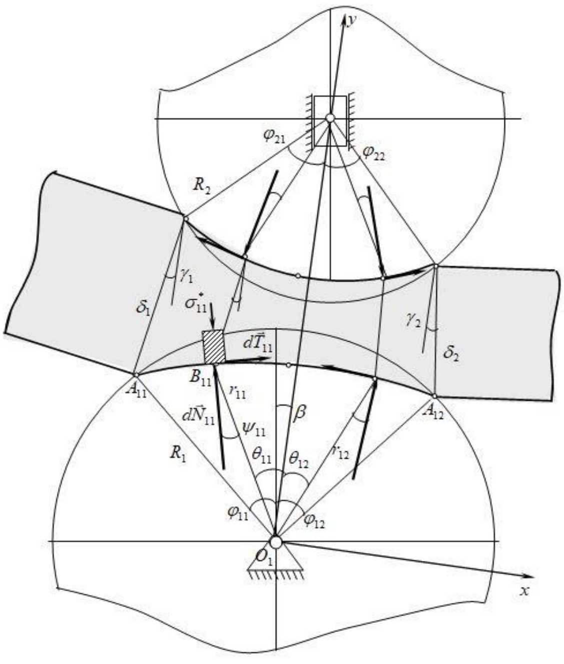


Рис.1.Схема сил в двухвалковом модуле

Как показал анализ исследований [9−16], деформирование большинства контактирующих тел двухвалковых модулей характеризуется реологическими моделями. Среди реологических моделей двухэлементная модель Кельвина – Фойгта достаточно полно отражает деформационные свойства контактирующих тел двухвалковых модулей.

В статье рассматривается задача моделирования закономерностей распределения контактных напряжений в двухвалковом модуле в случае, когда деформирование контактирующих тел описано реологическими моделями Кельвина – Фойгта.

Методы.

В работе поставлена задача моделирования закономерностей распределения контактных напряжений в двухвалковых модулях с учетом новых моделей, описывающих формы кривых контакта валков [12] и зависимости между касательными и нормальными напряжениями [17], а также с учетом реологических свойств, контактирующих тел. Поставленная задача решена для обобщенного двухвалкового модуля [18]. В этом модуле валки расположены относительно вертикали с наклоном справа под углом β, имеют неравные диаметры ($R_1 \neq R_2$) и эластичные покрытия из материалов с различными жесткостями, толщиной ($H_1 \neq H_2$) и коэффициентами трения ($f_1 \neq f_2$), нижний приводной, а верхний – свободный. Обрабатываемый материал имеет равномерную толщину δ_1 и подан наклоном вниз относительно линии центров под углом γ_1, расстояние между валками h (рис.1)

Пусть деформационные свойства эластичного покрытия i – го валка и обрабатываемого материала при сжатии (j=1) и восстановлении (j=2) заданы реологическими моделями Кельвина – Фойгта

$$\sigma_{ij} = E_{ij}\varepsilon_{ij.} + \mu_{ij}\frac{d\varepsilon_{ij}}{dt}, \quad \sigma^*_{ij} = E^*_{ij}\varepsilon^*_{ij} + \mu^*_{ij}\frac{d\varepsilon^*_{ij}}{dt}, \tag{1}$$

где $\sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}, E_{ij}, \mu_{ij}, \sigma^*_{ij}, \varepsilon^*_{ij}, E^*_{ij}, \mu^*_{ij} -$ напряжение, деформация, модули упругости и вязкости покрытия валков и обрабатываемого материала при сжатии и восстановлении.

Моделями вида (1) описываются, например, такие материалы как ткани, шерсть, кожа, обрабатываемые в валковых машинах [9−14], а также резина, техническое сукно, используемые для покрытия валков [15,16].

Рассмотрим напряженное состояние на поверхности кривого контакта нижнего валка $A_{11}A_{12}$ (рис. 1), которое состоит из двух участков сжатия $A_{11}K_1$ и восстановления деформации K_1A_{12}, где K_1 – точка, кривая контакта валка, лежащая на линии центров.

Точка B_{11} участка $A_{11}K_1$ определяется полярными координатами r_{11} и $\theta_{11}+\gamma$, где $\gamma = \frac{\gamma_1\theta_{11}}{\varphi_{11}}$ [12]. При этом, $-(\varphi_{11}+\gamma_1) \le \theta_{11}+\gamma \le 0.$

Элемент покрытия валка (рис. 1) на участке $A_{11}K_1$ деформируется силой dP_{11}, которая уравновешиваются силой $\sigma'^*_{11}dl_{11}$ (рис. 1):

$$\sigma^*_{11}dl_{11} - dP_{11} = 0$$

или

$$p_{11} = \sigma'^*_{11}, \tag{2}$$

где p_{11} – равнодействующая нормальных и касательных напряжений; $\sigma'^*_{11} -$ напряжения сжатия обрабатываемого материала.

Согласно [12], для рассматриваемого двухвалкового модуля, имеем

$$\sigma'^*_{11} = \frac{\sigma^*_{11}(\theta_{11}+\gamma) - \sigma^*_{11}(-(\varphi_{11}+\gamma_1))}{\sigma^*_{11}(0) - \sigma^*_{11}(-(\varphi_{11}+\gamma_1))}\sigma_{11\max}. \tag{3}$$

Форма кривой контакта участка $A_{11}K_1$ нижнего валка рассматриваемого двухвалкового модуля имеет вид [12]:

$$r_{11} = \frac{R_1}{1+k_{11}\lambda_{11}}\left(1 + k_{11}\lambda_{11}\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos(\theta_{11}+\gamma)}\right), \tag{4}$$

где
$$\lambda_{11} = \frac{E^*_{11}(\Delta l_{11})_{cp} + \mu^*_{11}\left(\frac{dl_{11}}{dt}\right)_{cp}}{E_{11}(\Delta_{11})_{cp} + \mu_1\left(\frac{dl_{11}}{dt}\right)_{cp}}, \quad (\Delta l_{11})_{cp} = R_1\cdot\left(1 - \frac{\sin 2(\varphi_{11}+\gamma_1)}{2(\varphi_{11}+\gamma_1)}\right),$$

$\left(\frac{dl_{11}}{dt}\right)_{cp} = \frac{R_1\omega_1}{\varphi_{11}+\gamma_1}(1-\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)),\ k_{11} = \frac{H_1\sin(\varphi_{11}+\varphi_{21})}{\delta_1\sin(\varphi_{21}-\gamma_1)};\ \omega_1 -$ угловая скорость нижнего валка.

Из рис. 1 следует, что

$$\varepsilon^*_{11} = \frac{\sin(\varphi_{11}+\varphi_{21})}{\delta_1\sin(\varphi_{21}-\gamma_1)}\left(r_{11} - R_1\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos(\theta_{11}+\gamma)}\right)$$

или с учетом выражения (4)

$$\varepsilon_{11}^{*}=A_{11}\left(1-\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos(\theta_{11}+\gamma)}\right), \tag{5}$$

где $A_{11}=\dfrac{R_1\sin(\varphi_{11}+\varphi_{21})}{(1+\lambda_{11})\delta_1\sin(\varphi_{21}-\gamma_1)}$.

Отсюда имеем

$$\frac{d\varepsilon_{11}^{*}}{dt}=-A_{11}\omega_1\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos\varphi(\theta_{11}+\gamma)}tg(\theta_{11}+\gamma). \tag{6}$$

С учетом выражений (5) и (6) из формулы (1) находим

$$\sigma_{11}^{*}=A_{11}\left(E_{11}^{*}\left(1-\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos(\theta_{11}+\gamma)}\right)-\mu_{11}^{*}\omega_1\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos(\theta_{11}+\gamma)}tg(\theta_{11}+\gamma)\right),$$

$$\sigma_{11}^{*}(-(\varphi_{11}+\gamma_1))=A_{11}\mu_{11}^{*}tg(\varphi_{11}+\gamma_1),\qquad \sigma_{11}^{*}(0)=A_{11}E_{11}^{*}(1-\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)).$$

С учетом последних выражений и выражения (3) из равенства (2), имеем

$$p_{11}=B_{11}\left((E_{11}^{*}-\mu_{11}^{*}\omega_1 tg(\varphi_{11}+\gamma_1))-\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos(\theta_{11}+\gamma)}(E_{11}^{*}+\mu_{11}^{*}\omega_1 tg(\theta_{11}+\gamma))\right), \tag{7}$$

где $B_{11}=\dfrac{\sigma_{1\max}}{E_{11}^{*}(1-\cos(\varphi_{11}+\gamma_1))-\mu_{11}^{*}\omega_1 tg(\varphi_{11}+\gamma_1)}$.

Для определения закономерностей распределения нормальных и касательных контактных напряжений применяем модуль напряжения трения, полученный в работе [17]. Согласно этой модели сила dP_{11} разлагается на нормальную dN_{11} и касательную dT_{11} составляющие, в виде:

$$dN_{11}=dP_{11}\cos(\theta_{11}+\gamma-\psi_{11}+\xi_1),\quad dT_{11}=dP_{11}\sin(\theta_{11}+\gamma-\psi_{11}+\xi_1), \tag{8}$$

где $\psi_{11}=arctg\dfrac{r_{11}'}{r_{11}}$ – угол, определяющий влияние податливости контактирующих тел на напряженное состояние; $\xi_1=arctg\dfrac{F_1}{Q_1}$ – угол, определяющий влияние внешних сил на напряженное состояние; F_1,Q_1 – компоненты усилия в цапфе нижнего валка.

С учетом выражения (7) из равенств (8) находим закономерности распределения нормальных и касательных напряжений по кривой контакта участка $A_{11}K_1$ нижнего валка рассматриваемого двухвалкового модуля

$$n_{11}=B_{11}\left((E_{11}^{*}-\mu_{11}^{*}\omega_1 tg(\varphi_{11}+\gamma_1))-\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos(\theta_{11}+\gamma)}(E_{11}^{*}+\mu_{11}^{*}\omega_1 tg(\theta_{11}+\gamma))\right)\times\cos(\theta_{11}+\gamma-\psi_{11}+\xi_1), \tag{9}$$

$$t_{11}=B_{11}\left((E_{11}^{*}-\mu_{11}^{*}\omega_1 tg(\varphi_{11}+\gamma_1))-\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos(\theta_{11}+\gamma)}(E_{11}^{*}+\mu_{11}^{*}\omega_1 tg(\theta_{11}+\gamma))\right)\times\sin(\theta_{11}+\gamma-\psi_{11}+\xi_1). \tag{10}$$

Дифференцируя (4), имеем

$$r_{11}'==\frac{k_{11}\lambda_{11}R_1}{1+k_{11}\lambda_{11}}\cdot\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos\varphi(\theta_{11}+\gamma)}tg(\theta_{11}+\gamma). \tag{11}$$

С учетом выражений (4) и (11) в первом приближении находим

$$\psi_{11}=\frac{k_{11}\lambda_{11}\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{1+k_{11}\lambda_{11}\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}(\theta_{11}+\gamma).$$

Отсюда имеем

$$\theta_{11}+\gamma-\psi_{11}=c_{11}(\theta_{11}+\gamma), \tag{12}$$

где $\quad c_{11}=\dfrac{1}{1+k_{11}\lambda_{11}\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}.$

Учитывая это, перепишем выражения (9) и (10) в виде

$$n_{11}=B_{11}\left((E_{11}^*-\mu_{11}^*\omega_1 tg(\varphi_{11}+\gamma_1))-\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos(\theta_{11}+\gamma)}(E_{11}^*+\mu_{11}^*\omega_1 tg(\theta_{11}+\gamma))\right)\times\cos(c_{11}(\theta_{11}+\gamma)+\xi_1),$$

$$t_{11}=B_{11}\left((E_{11}^*-\mu_{11}^*\omega_1 tg(\varphi_{11}+\gamma_1))-\frac{\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}{\cos(\theta_{11}+\gamma)}(E_{11}^*+\mu_{11}^*\omega_1 tg(\theta_{11}+\gamma))\right)\times\sin(c_{11}(\theta_{11}+\gamma)+\xi_1),$$

где $B_{11}=\dfrac{\sigma_{1\max}}{E_{11}^*(1-\cos(\varphi_{11}+\gamma_1))-\mu_{11}^*\omega_1 tg(\varphi_{11}+\gamma_1)},\ c_{11}=\dfrac{1}{1+k_{11}\lambda_{11}\cos(\varphi_{11}+\gamma_1)}.$

Закономерности распределения нормальных и касательных напряжений по кривой контакта участка K_1A_{12} нижнего валка, а также по кривой контакта верхнего валка определяем аналогично.

Они имеют вид:

$$n_{12}=B_{12}\left((E_{12}^*+\mu_{12}^*\omega_1 tg(\varphi_{12}+\gamma_2))-\frac{\cos(\varphi_{12}+\gamma_2)}{\cos(\theta_{12}+\gamma)}(E_{12}^*+\mu_{12}^*\omega_1 tg(\theta_{12}+\gamma))\right)\times\cos(c_{12}(\theta_{12}+\gamma)+\xi_1),$$

$$t_{12}=B_{12}\left((E_{12}^*+\mu_{12}^*\omega_1 tg(\varphi_{12}+\gamma_2))-\frac{\cos(\varphi_{12}+\gamma_2)}{\cos(\theta_{12}+\gamma)}(E_{12}^*+\mu_{12}^*\omega_1 tg(\theta_{12}+\gamma))\right)\times\sin(c_{12}(\theta_{12}+\gamma)+\xi_1),$$

где $B_{12}=\dfrac{\sigma_{1\max}}{E_{12}^*(1-\cos(\varphi_{12}+\gamma_2))+\mu_{12}^*\omega_1 tg(\varphi_{12}+\gamma_2)},\ c_{12}=\dfrac{1}{1+k_{12}\lambda_{12}\cos(\varphi_{12}+\gamma_2)};$

$$n_{21}=B_{21}\left((E_{21}^*-\mu_{21}^*\omega_2 tg(\varphi_{21}-\gamma_1))-\frac{\cos(\varphi_{21}-\gamma_1)}{\cos(\theta_{21}-\gamma)}(E_{21}^*+\mu_{21}^*\omega_2 tg(\theta_{21}-\gamma))\right)\times\cos(c_{21}(\theta_{21}-\gamma)-\xi_2),$$

$$t_{21}=-B_{21}\left((E_{21}^*-\mu_{21}^*\omega_2 tg(\varphi_{21}-\gamma_1))-\frac{\cos(\varphi_{21}-\gamma_1)}{\cos(\theta_{21}-\gamma)}(E_{21}^*+\mu_{21}^*\omega_2 tg(\theta_{21}-\gamma))\right)\times\sin(c_{21}(\theta_{21}-\gamma)-\xi_2),$$

где $B_{21}=\dfrac{\sigma_{2\max}}{E_{21}^*(1-\cos(\varphi_{21}-\gamma_1))-\mu_{21}^*\omega_2 tg(\varphi_{21}-\gamma_1)},\quad c_{21}=\dfrac{1}{1+k_{21}\lambda_{21}\cos(\varphi_{21}-\gamma_1)};$

$$n_{22}=B_{22}\left((E_{22}^*+\mu_{22}^*\omega_2 tg(\varphi_{22}-\gamma_2))-\frac{\cos(\varphi_{22}-\gamma_2)}{\cos(\theta_{22}-\gamma)}(E_{22}^*+\mu_{22}^*\omega_2 tg(\theta_{22}-\gamma))\right)\times\cos(c_{22}(\theta_{22}-\gamma)-\xi_2),$$

$$t_{22}=-B_{22}\left((E_{22}^*+\mu_{22}^*\omega_2 tg(\varphi_{22}-\gamma_2))-\frac{\cos(\varphi_{22}-\gamma_2)}{\cos(\theta_{22}-\gamma)}(E_{22}^*+\mu_{22}^*\omega_2 tg(\theta_{22}-\gamma))\right)\times\sin(c_{22}(\theta_{22}-\gamma)-\xi_2),$$

где $\quad B_{22}=\dfrac{\sigma_{2\max}}{E_2(1-\cos(\varphi_{22}-\gamma_2))+\mu_2\omega_2 tg(\varphi_{22}-\gamma_2)},\ c_{22}=\dfrac{1}{1+k_{22}\lambda_{22}\cos(\varphi_{22}-\gamma_2)};\quad \xi_2=arctg\,\dfrac{F_2}{Q_2},$

F_2, Q_2 – компоненты усилия в цапфе верхнего валка, ω_2 – угловая скорость верхнего валка.

Для анализа кривых распределения контактных напряжений особые значения имеют две точки, лежащие на кривой контакта валка. Первая – точка, в которой нормальное напряжение равно максимуму, то есть точка максимума нормального напряжения. Вторая – точка, в которой касательная напряжения равна нулю, то есть нейтральная точка.

Установлено [2, 6], что точка максимума нормального напряжения находится в стороне входа слоя материала в зону контакта валка близко к линии центров.

Пусть точка максимума нормального напряжения, распределенная по кривой контакта нижнего валка, определяется углом $(-(\varphi_{16}+\gamma_6))$.

Тогда по условию максимума функции находим

$$\varphi_{16} = \frac{\mu_{11}^{*}\omega_1\varphi_{11}}{E_{11}^{*}(\varphi_{11}+\gamma_1)^2}$$

Аналогично находим точку максимума нормального напряжения верхнего валка

$$\varphi_{26} = \frac{\mu_{21}^{*}\omega_2\varphi_{21}}{E_{21}^{*}(\varphi_{21}-\gamma_1)^2}$$

В нейтральной точке A_{15}, соответственно в нейтральном угле $(-(\varphi_{15}+\gamma_5))$ касательная напряжения равняется нулю [6].

Из формулы (12) следует, что $\sin(c_{11}(-(\varphi_{15}+\gamma_5))+\xi_1)=0$

Отсюда имеем

$$\varphi_{15} = \frac{\varphi_{11}(1+k_{11}\lambda_{11}\cos(\varphi_{11}+\gamma_1))}{(\varphi_{11}+\gamma_1)}\cdot\frac{F_1}{Q_1}.$$

Аналогично находим выражение нейтрального угла свободного верхнего валка

$$\varphi_{25} = -\frac{\varphi_{21}(1+k_{21}\lambda_{21}\cos(\varphi_{21}-\gamma_1))}{(\varphi_{21}-\gamma_1)}\cdot\frac{F_2}{Q_2}.$$

Обсуждение. На основе анализа расчетов полученным моделям и графиками эпюр распределения контактных напряжений выявлены:

– максимальное значение и точка максимума эпюры распределения нормальных напряжений при различных значениях угла наклона обрабатываемого материала относительно линии центров имеют различные значения, например, в $\gamma=5^0$ их значения меньше чем $\gamma=0^0$, а в $\gamma=10^0$ – больше (рис. 2);

– с уменьшением величины $m_1=\mu/E$ при прочих одинаковых параметрах максимальные значения нормального напряжения растут (рис. 2);

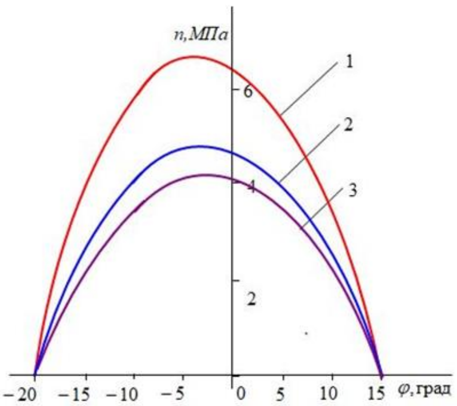


Рис. 2. $1-\frac{\mu}{E}=0;\ 2-\frac{\mu}{E}=0.03;\ 3-\frac{\mu}{E}=0.06.$

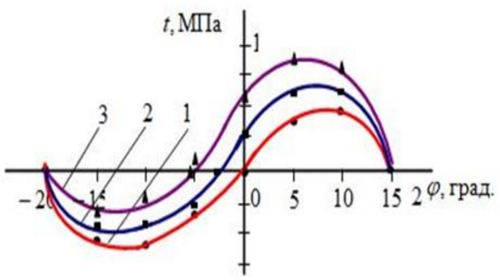


Рис. 3. $1-\frac{F}{Q}=0;\ 2-\frac{F}{Q}=0.05.5;\ 3-\frac{F}{Q}=0.1.$

– величина $m_2=F/Q$ оказывает значительное влияние на эпюру распределения касательных напряжений. Чем больше m_2, тем левее (правее) в приводном (свободном) валке от линии центров нейтральная точка. Увеличение m_2 приводит к увеличению положительных касательных напряжений (рис.3);

– величина m_2 не влияет на эпюры распределения нормальных напряжений, как в приводном, так и в свободном валке;

– при статическом взаимодействии валка с обрабатываемым материалом угол, соответственно точка максимума нормального напряжения, находятся на линии центров.

Полученные расчетные данные и графики свидетельствуют о том, что нормальные и касательные контактные напряжения по линиям контакта валков распределяются неравномерно:

– нормальные контактные напряжения изменяются от нуля в начале и в конце зоны контакта валков до максимума в точке, лежащей влево от линии центров (в сторону начала контакта валков). Точка максимума эпюр нормальных контактных напряжений всегда находится или в зоне прилипания, или в зоне отставания и не совпадает с нейтральной точкой.

– касательные контактные напряжения меняют свои знаки в нейтральной точке, которая в приводном валке находится в стороне входа слоя материала в зону контакта валков, а в свободном – в стороне выхода.

Перечисленные выше выводы вполне согласуются с результатами теоретических исследований [5−7] и с экспериментальными эпюрами [7, 8]. Этот факт свидетельствуют о том, что полученные математические модели достаточно хорошо отражают действительные законы распределения контактных напряжений в двухвалковых модулях.

Заключение.

1. Разработаны математические закономерности модели распределения контактных напряжений в двухвалковом модуле в случае, когда деформация контактирующих тел описаны реологическими моделями Кельвина − Фойгта, которые учитывают все основные параметры двухвалковых модулей и описывают кривые распределения контактных напряжений для всех частных случаев взаимодействия обрабатываемого материала с парами валков в двухвалковых модулях.

2. Найдены выражения угла, определяющие точку максимума нормального напряжения и нейтрального угла каждого валка двухвалкового модуля.

ЛИТЕРАТУРА

[1] *Khurramov Sh.R.* Some questions of the contact interaction theory in two-roll modules // Journal of Physics: Conference Series, 1546(2020)012132, doi: 10.1088/1742-6596/1546/1/012132.

[2] *Фомин Ю.Г.* Разработка теоретических основ и средств повышения эффективности обработки тканей валковыми модулями отделочных машин: Дис. докт. техн. наук. Иваново, 2001. – 406 с.

[3] *Лодойн Удвал.* Разработка теоретических основ и средств повышения эффективности обработки шерстяных тканей в валковых машинах: Дис. докт. техн. наук. Иваново, 2006. – 384 с.

[4] *Василев Я.Д.* Уточнение моделинапряжений трения при прокатке // Известия вузов. Черная металлургия. 2001. №5, С. 19-22.

[5] *Холтураев Ф.С.* Математическое моделирование и совершенствование процесса отжима кожи валковыми машинами: Дисс. докт. фил. по техн. наукам. Наманган, 2021. – 126 с.

[6] *Хуррамов Ш.Р., Бахадиров Г.А., Абдукаримов А.* Основы теории контактного взаимодействия в двухвалковых модулях // Проблемы механики. 2021. №3, С. 52-70.

[7] *Кузнецов Г.К.* Исследование и методика проектирования валковых отжимных устройств текстильных машин: Дис. докт. техн. наук. Кострома, 1970, −287 с.

[8]. *Буданов К.Д.* О давлении в печатной паре тканепечатных машин / Известия вузов. Технология текстильной промышленности. Иваново, 1961. №2 С. 144-155.

[9] *Цобкалло Е.С.* Характеристики механических свойств деформированных волокнистых материалов, методы их оценки и пронозирования : Автореф. дис. …докт. техн. наук. Санкт-Петербург, 2012. –36 с.

[10] *Казаков Я.В.* Характеристики деформативности как основополагающего критерия в оценке качества целлюлозно-бумажных материалов: Автореф. дис. докт. техн. наук. Архангелск, 2015. –47 с.

[11] *Бурмистров А.Г., Ибара Поль, Чурсин В.И., Илюхина О.А.* Исследование деформационных характеристик дермы на отдельных стадиях кожевенного производства / Известия ВУЗов. Технология легкой промышленности. Киев. Сообщение-1. 1992. №3-4. С.40-43; Сообшение-2. 1992. №5-6. С. 31-35.

[12] *Курбанова Ф.З.* Исследование контактного взаимодействия в валковых парах для совершенствования процессов механической обработки листовых материалов: Дисс...докт. фил. по техн. наукам. Наманган. 2022. −130 с.

[13] *Туцкая Т.П.* Рациональные технологические режимы деформирования хлопчатобумажных тканей при обработке валковых машинах: Дис. канд. техн. наук. Иваново. 2009. –178 с.

[14] *Койайдаров Б.А.* Совершенствование валковых механизмов проходных машин для прокатки жестких кож: Дис. канд. техн. наук. Киев. 1984. –168 с.

[15] *Маринин А.Н., Фомин Ю.Г., Свиридов И.Х.* Оценка деформации эластичного покрытия наборного вала. / Известия ВУЗов. Технология текстильной промышленности. Иваново, 2010. №7 (328). С. 118−121.

[16] *Королев А.В.* Исследование физико-механических свойств полиуретановых покрытий прессовых валов бумагаделательных машин с целью повышения их ресурса: Автореф. дис. канд. техн. наук. Екатеренбург. 2013. –18 с.

[17] *Хуррамов Ш.Р., Бахадиров Г.А., Абдукаримов А.* Математическое моделирование напряжений трения в двухвалковом модуле / Известия ВУЗов. Технология текстильной промышленности. 2022. №1 (397). С. 242−247.

[18] *Хуррамов Ш.Р., Абдукаримов А.* Обобщенная модель двухвалковых модулей // Известия Кыргызского государственного технического университета. 2016. №1 (37), С. 109-113.

Дата поступления
05.11.2023

Бахадиров Г.А., Хуррамов Ш.Р., Мусиров М.У. Икки валли модулда контакт кучланишларининг тақсимот қонунларини моделлаштириш.

***Аннотация**: Мақолада икки валли модул валлари контакт сиртидаги кучланиш ҳолатининг назарий тадқиқоти натижалари келтирилган. Контактлашувчи жисмларнинг деформациявий хоссалари реологик моделлар билан берилганида контакт кучланишларининг контакт эгри чизиқлари бўйлаб тақсимот қонунларининг математик моделлари олинган. Ву моделлар икки валли модулларнинг барча асосий параметрларини ҳисобга олади ва икки валли модуллардаги ишлов берилаётган материалнинг валлар жуфтлиги билан ўзаро таъсирининг барча хусусий ҳоллари учун контакт кучланишларининг тақсимот эгри чизиқларини ифодалайди. Икки валли модулнинг ҳар бир вали учун нормал кучланиш максимал нуқтасини аниқловчи бурчакнинг ва нейтрал бурчакнинг қийматлари топилган.*

***Калит сўзлар:** икки валли модуль; контакт кучланишлари; контакт кучланишлари тақсимоти; нормал кучланишлар; уринма кучланишлар; нейтрал нуқта.*

Bahadirov G.A., Khurramov SH.R., Musirov M.U. Simulation of regularities of distribution of contact stresses in a two-roll module.

***Abstract:** The article presents the results of a study of the stress state on the contact surface of the rolls of a two-roll module. Mathematical models of the regularities of the distribution of contact stresses along the contact curves of the rolls are obtained for the case when the deformation properties of the contacting bodies are set by rheological models. These models take into account all the main parameters of two-roll modules and describe the curves of the distribution of contact stresses for all special cases of interaction of the processed material with pairs of rolls in two-roll modules. Expressions for the angle defining the point of maximum normal voltage and the neutral angle of each roll of the two-roll module are found.*

***Keywords**: two-roll module; contact stresses; distribution of contact stresses; normal stresses; tangential stresses; neutral point.*

УДК 631.358: 633.511

РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНОЙ КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА ХЛОПКОУБОРОЧНЫХ МАШИН

[1,3]Кулдошев Д.А., [1]Норматов М.К., [2]Хунаров А.А., [3]Хакимжонов А.Б.

[1]Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан
[2]ООО "Конструкторско-технологический центр сельскохозяйственного машиностроения", Ташкент, Узбекистан
[3]Ташкентский государственный технический университет имени Ислама Каримова, Ташкент, Узбекистан
E-mail: mansurbek.yutt@gmail.com

***Аннотация:** В статье представлены результаты исследований, направленные на совершенствование центробежного вентилятора, используемого в пневмотранспортной системе хлопкоуборочных машин всасывающего типа. Проанализирована работа производственного центробежного вентилятора. С целью устранения его недостатков разработан центробежный вентилятор для более модернизированной пневмотранспортной системы и этапы его создания. Исследованы полезные площади входного окна центробежного вентилятора, использованного в ранее выпускавшихся вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машинах. Проектные работы вентилятора модернизированной конструкции проводились с использованием таких современных программ, как «Компас 3D», «AutoCAD» и «NXSiemens». Приведены эскизные чертежиразрабатываемой конструкции центробежного вентилятора и установка его на хлопкоуборочной машине.*

***Ключевые слова:** хлопкоуборочная машина; пневмотранспортная система; центробежный вентилятор; рабочее колесо вентилятора.*

Введение. Сохранение природного качества хлопка-сырца, волокна и семян является одним из ключевых факторов при машинном сборе хлопка. В ГОСТ 22587-91 и O'zDst 3225-2017 установлено предельное значение механического повреждения семян, равное 1% от общего объема собранного хлопка [1,2]. Поэтому с момента создания хлопкоуборочных машин (ХУМ) и по настоящее время удовлетворение данного требования остается актуальным [3-6]. В актах и протоколах испытания различных конструкций ХУМ в центре сертификации и испытания техники и технологии сельскохозяйственных машин (ЦИТТ, ранее САМИС, УзМИС) показатель повреждаемости семян отражена отдельным пунктом. В работе [7] нами были проанализированы результаты исследования данной проблемы на примере ХУМ с вертикально-шпиндельными аппаратами и ПТС всавывающе-нагнетательного и нагнетательного принципа действия. Эксперименты, проведенные в НИИМСХ (ранее САИМЭ, УзМЭИ), показали, что во всасывающе-нагнетательной ПТС с центробежным вентилятором низкого давления суммарное повреждение семени находится в пределах 1,4-2,4% [8]. При этом большее количество повреждений происходит внутри вентилятора (до

50-55%) вследствие взаимодействия транспортируемого хлопка с рабочим колесом и внутренней стенкой спирального корпуса вентилятора.

Известно, что вентилятор пневмотранспортной системы (ПТС) рассчитывается при следующих известных параметрах: Q – расход воздуха, сопротивление сети, определяемое давлением P_v, создаваемого вентилятором и концентрацией смеси (хлопка-воздушная) - μ [9]. При разработке усовершенствованной конструкции ПТС машины, оснащенной различными типами уборочных аппаратов, за базу принимаем производственный центробежный вентилятор №5.

Принятый в хлопкосеющих хозяйствах республики мировой опыт – разовый сбор урожая хлопчатника одним проходом машины с горизонтально-шпиндельными аппаратами или 2-я проходами вертикально-шпиндельными аппаратами при больших степенях раскрытия коробочек и соответственно урожайности хлопчатника потребовали форсировать режим работы вентилятора, что известно по работам БМКБ-Агромаш или АО Технолог [2,10]. При этом частота вращения лопастей вентилятора вместо 1200 $мин^{-1}$ доведена до 1650 $мин^{-1}$. Вследствие этого, линейная скорость вращения рабочего колеса (ротора) по краям лопастей доходит до $v=R\cdot\omega=0.5\cdot172.7=86.35$м/с. Это превышает допустимые скорости механических повреждений семян хлопка в 86.35/30 =2.88 раза, или даже в наиболее узкой части эллиптического входного сечения корпуса вентилятора линейная скорость рабочего колеса (ротора) равна $V_{ш.и}=172.7\cdot0.18=31.1$ м/с, т.е. вентилятор работает в зоне повышенного механического повреждения семян хлопчатника. Эксперименты, проведенные нами совместно со специалистами ЦИТТ при МСХ РУз, подтвердили данный вывод. Даже при $n_в$>1400 $мин^{-1}$ наблюдается возрастание механическихповреждений семян [11]. Поэтомупри модернизациимашиныМХ-2,4 было рекомендовано снизить частоту вращения ротора вентилятора до $n_в$=12501300 $мин^{-1}$ [7, 12]. А для этого было изменено расположение вентилятора в пространстве, т.е. он был перевернут на 180° относительно бункера, и главное– это расположение эллиптической входной окружности относительно оси вращения ротора под определённом углом [13]. При разработкеусовершенствованной ПТС мы будем основывается на этирекомендации.

Методы. В статье использован метод анализа, представляющий реализацию различных конструкции и технологических процессов. Изучена конструкция центробежного вентилятора – основного элемента пневмотранспортной системы хлопкоуборочных машин, участвующего в реализации технологичес-кого процесса. Определеныоптимальные размеры бокового входного окна вентиляторов различных конструкций и подготовка их эскизов проводились с помощью современных компьютерныхпрограмм автоматизированного проектирования.

Рис. 1. Схема производственного вентилятора: 1-спиральный корпус, 2-рабочее колесо (ротор), 3-эллиптическая входная окружность, 4-выходной патрубок

Результаты и обсуждения. Рассмотрим влияние площади поперечного сечения эллиптического бокового входного окна на параметры рабочего колеса (ротора) вентилятора. Для этого на рисунке 1 приведены конструктивные параметры производственного вентилятора №5, применяемого в серийном производстве.

Он состоит из спирального корпуса 1, рабочего колеса (ротора) 2, эллиптической входной окружности 3 и выходного патрубка 4. К эллиптическому входу подведен патрубок Ø400 мм под углом 40° [6, 14].

Как известно, одним из критериев эффективности работы вентилятора является коэффициент полезного действия η, определяемый по известной формуле [9]:

$$\eta = \frac{\varphi \cdot \psi}{\lambda} \tag{1}$$

где φ – коэффициент производительности (расхода воздуха); ψ – коэффициент давления; λ– коэффициент мощности вентилятора.

Эти коэффициенты рассчитываются по формулам [9]:

По расходу

$$\varphi = \frac{Q}{F \cdot v} \tag{2}$$

где Q - расход воздуха за единицу времени, м^3/с; F- площадь поперечного сечения рабочего колеса (ротора) $F=\pi D^2/4$; D - диаметр рабочего колеса, м; U – линейная скорость точек по краям рабочего колеса $v=\pi D \cdot n/60$; n – количество оборотов колес вокруг собственной оси, мин$^{-1}$ (об/мин). по давлению

$$\psi = \frac{P \cdot \beta}{0{,}5 \cdot \rho_в \cdot v^2} \tag{3}$$

где P–полное давление в сети, Па; β– коэффициент сжимаемости воздуха, $\beta = 1 - \frac{1}{2 \cdot k} \cdot \frac{p}{p_1}$; k – адиабатический коэффициент для воздуха, k=1.4; p – давление в системе, Па; p_1 – атмосферное давление (10000 Па), тогда β=0.95.

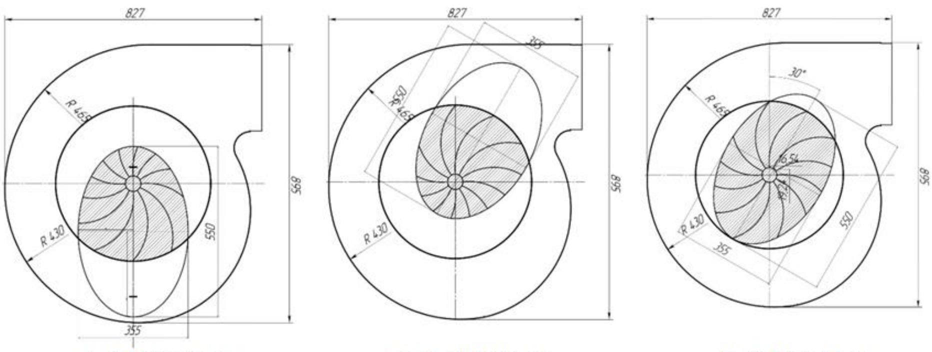
По мощности

$$\lambda = \frac{204 \cdot N}{\rho_в \cdot F \cdot v^2} \tag{4}$$

где N - мощность, потребляемая вентилятором, кВт.

Подставляя численные значения параметров, входящих в (1)-(4) при заданных значениях Q=2.2 м^3/с, D=0.5 м, $\rho_в$=1.22 кг/м^3, n=1200 мин$^{-1}$, F=0.19625 м^2, v=31.4 м/с получим значение КПД η=0.47, т.е. вентилятором затрачивается до 50% мощности.

КПД вентилятора прямо пропорционально расходу воздуха Q, полного давления в сети. Но вместе с тем линейная скорость рабочего колеса и особенно площади поперечного сечения входной окружности существенно влияет на эффективность работы вентилятора.



S=0,102604 м² а) S=0,102604 м² б) S=0,143794 м² в)

Рис. 2. Площади эллиптической входной окружности, наложенной на окружность сечения рабочего колеса вентилятора: а – серийная конструкция, б – экспериментальная, в – улучшенная

На рисунке 2 показаны площади эллиптической входной окружности, наложенной на окружность сечения рабочего колеса в производственном варианте изготовления вентилятора (а), при расположении эллиптической окружности под углом 30° относительно вертикальной оси (б), тоже при совпадении осей ротора и эллипса (в).

В первом варианте изготовления (см. рисунок 2а) ось рабочего колеса (ротора) и полуось эллиптической входной окружности совпадают и воздух входит в полость вентилятора через площадь $S_1=0.102604\ м^2$, которая рассчитана на основе программы «Компас 3D», и при площади рабочего колеса $S_p=0.19625\ м^2$ коэффициент использования площади рабочего колеса составит

$$К_{01}=\frac{S_1}{S_p}=\frac{0.102604}{0.19625}=0.523 \text{ или } 52.3\ \%,$$

во втором варианте (см. рисунок 2б) данный коэффициент равняется

$$К_{02}=\frac{S_2}{S_p}=\frac{0.102604}{0.19625}=0.523 \text{ или } 52.3\ \%,$$

и в третьем варианте (см. рисунок 2в) он равен

$$К_{03}=\frac{S_3}{S_p}=\frac{0.143}{0.19625}=0.733 \text{ или } 73.3\ \%.$$

Отсюда следует, что из этих 3-х вариантов расположения площадей входного окна корпуса вентилятора на коэффициенты производительности φ и использование мощности λ могут быть более приемлемыми только последние конструктивные решения корпуса вентилятора. Экспериментальные исследования, выполненные в рамках проектов БФ-1-023 и МВ-Атех-2018-92+БВ-Атех-2018-13 [5, 6], подтвердили правомерность сделанного заключения. При этом была установлена производительность работы центробежного вентилятора №5 на уровне $Q=1.7\ м^3/с$ от максимальной, $Q=2.2 м^3/с$ [5,8].

Замеры скоростей воздушных потоков в приемных камерах блока уборочного аппарата (два уборочных аппарата и 4 приемные камеры) машины МХ-2,4 с этим вентилятором приведены в таблице 1.

Таблица 1

Сопоставительные данные замера скоростей всасывания воздуха серийной, улучшенной и модернизированной ПТС

Места замера в приемной камере и аппарата	Скорости воздушного потока, м/с							
	Конец камеры				Начало камеры			
Серийная ПТС	13.3	13.3	17.8	16.7	7.5	5.0	5.1	6.2
Улучшенная ПТС	22.0	24.2	21.0	22.0	8.0	7.1	8.4	8.5
Модернизированная ПТС	20.3	22.7	23.1	21.8	11.5	13.5	10.6	9.6

Из таблицы 1 видно, что улучшения и модернизация системы позволило повысить скорость всасывания воздуха из нижней части приемной камеры. Она составилав улучшенном варианте на 37% и в модернизированном варианте на 63% выше, чем скорость витания дольки хлопка.

Известно, что уменьшение сопротивления в трубопроводах приводит к увеличению скорости всасывания, а также повышению производительности всасывающего воздуха потока. В связи с этим проведем анализ результатов замеров скоростей воздуха, приведенных в таблице 1. Он основан на методике, разработанной в работе [12].

Внутренний диаметр гибкого гофрированного трубопровода d=0.18 м.

Сечение трубопровода $F=\frac{\pi\cdot d^2}{4}=0.785\cdot 0.18^2=0.025\,м^2$

До модернизации ПТС общий объем всасывающего воздуха одним вентилятором над приемной камерой аппарата составил:

$$Q'_{общ}=0.025(13.3+13.3+17.8+16.7)=1.52\ м^3/с$$

После улучшении ПТС:

$$Q'_{общ}=0.025(22.0+24.2+21.0+22.0)=2.23\ м^3/с$$

После модернизации ПТС:

$$Q'_{общ} = 0.025(20.3 + 22.7 + 23.1 + 21.8) = 2.2\ м^3/с$$

Он позволил повысить эффективность работы ПТС.

В нижней точке приемной камеры минимальная скорость всасывания воздуха для серийных ПТС составляет до V=5.0 м/с, для улучшенного варианта V=7.1 м/с, а модернизированного варианта V=9.6 м/с.

Анализ скоростей воздуха в трубопроводах показывает, что в улучшенном и модернизированном варианте ПТС повышенная скорость воздуха позволяет уменьшить потери хлопка-сырца на землю и предотвращает забои в приемной камере уборочного аппарата.

Из-за нерационального конструирования ПТС производственной машины МХ-2,4 существенно снижена эффективность ее работы по агротехническим показателям [15], т.к. скорость всасывания воздуха в нижней части приемной камеры уборочного аппарата находится в пределах 3.4…5.0 м/с, что более чем в 1.3 раза меньше, чем скорость витания дольки хлопка. В конструкциях трубопроводов, связанных с приемными камерами аппаратов, расположенных под бункером, применены от 2-х до 4-х колен под углом 90°, которые привели к росту местные аэродинамические сопротивления.

Наибольшее использование площади рабочего колеса с учетом рационального расположения входной боковой окружности спирального корпуса вентилятора №5 по патенту [13]. В модернизированном варианте площадь входного окна центробежного вентилятора S=0.19586м^2 (рассчитана по программе “Компас 3D”), и она на 99.8% покрывает площадь рабочего колеса. На рисунке 2а и 2б показаны вертикальные, под углом 30° расположенные эллиптические окна, где одна полуось эллипса совпадает с осью вращения рабочего колеса. А при совпадении оси симметрии эллипса с осью вращения ротора площадь рабочего колеса охватывается на 73.3%.

Повышение КПД и эффективность работы центробежного вентилятора связана с расходом воздуха, всасываемого через входное окно и выпускаемого через выходное квадратное сечение, которое показано на рисунке 1. В серийных конструкциях центробежного вентилятора эллиптическое входное окно занимает всего 52,3% от площади рабочего колеса. Это ограничивает эффективность работы пневмопровода. Если установить данный входной эллипс на уровне 30° от вертикальной оси корпуса вентилятора и с расположением одной из полуосей эллипса на оси вращения рабочего колеса, площадь перекрытия не изменится. А если центральную ось эллипса совместить с осью рабочего колеса, то площадь перекрытия доходит до 73.3%. При этом эффективность работы вентилятора по расходу воздуха по результатам наших экспериментов повысилась на 41% [6]. При этом скорость всасывания воздуха в наиболее удаленной приемной камере аппарата повысилась от 5.0 до 7.1 м/с. И чтобы максимально использовать площадь рабочего колеса при работе вентилятора поперечное сечение входной окружности должно иметь форму яйцеобразного типа. При этом практически полностью использован всасывающий эффект центробежного вентилятора машины и наименьшая скорость всасывания воздуха в нижней части приемных камер доходила до 9.6 м/с.

Модернизация ПТС должна применяться на вертикально-шпиндельных или горизонтально-шпиндельных ХУМ отечественного производства, предназначенных для уборки раскрытой части урожая хлопчатника во всех зонах хлопкосеяния РУз.

Эскизная компоновка позволила выявить основные отличия проектируемого ПТС от базовых систем:

-наличие доработанного входного бокового окна корпусацентробежного вентилятора;

- новая разработка конструкции воздухосборника;
- обновленная общая компоновка ПТС на примере 4-х рядной машины.

После проработки и анализа предварительной компоновки и внесения в нее необходимых исправлений и дополнений, была составлена окончательная компоновка. Все эти работы проводились с использованием компьютерных систем автоматизированного проектирования «T-flex» и «AutoCAD» и NXSiemens, что значительно ускорило проведение проектных работ.

На основании компоновки и проведенных расчетов разработана рабочая эскизная документация, которая, как и все остальные проектные работы по изделию создавалась с использованием компьютерных технологий в системах «T-flex» и «AutoCAD» и NXSiemens.

Эскизный чертеж модернизированного бокового окна центробежного вентилятора приведен на рисунке.

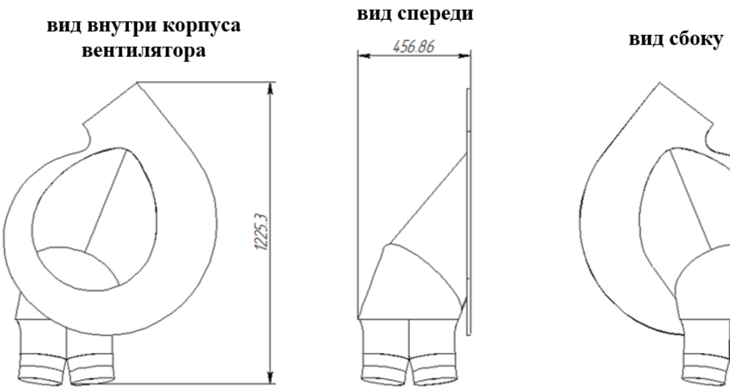


Рис. 3. Эскизный чертеж модернизированного вентилятора №5

Рабочие эскизы для цеха опытного производства распечатывались в необходимом масштабе с помощью имеющегося плоттера. По этим эскизам запланированы в следующем этапе осуществления опытного производства ПТС.

По чертежам нового усовершенствованного вентилятора изготовлен экспериментальный образец. На рисунке 4 приведена ХУМ МХ-1,8 с усовершенствованной ПТС в процессе сбора хлопка.

Рис. 4. Полунавеская экспериментальная машина модернизированной ПТС в процессе сбора хлопка: 1-трактор, 2-вентилятор с усовершенствованной боковой стенкой и воздухасборника, 3-бункер, 4-гофрированные транспортирующие трубопроводы, 5-уборочный аппарат

Эксперименты для определения эффективности работ новой усовершенствованной ПТС проводили в Чиназском районе Ташкентской области в сезоне сбора хлопка 2023 г.

Заключение.

1. Расчеты показали, что модернизированная конструкция бокового окнацентробежного вентилятора покрывает 99,8% площадь ротора. Этот показатель больше в 1,9 раза, чем производственного и в 1,36 раза, чем улучшенного типа вентилятора.

2. Общий объем всасывающего воздуха одним вентилятором составил более 48% в улучшенном варианте и 45% в модернизированном варианте. По скорости всасывания в нижней части приемных камер центробежный вентилятор с модернизированным боковым окном стал наилучшим конструктивным решением.

ЛИТЕРАТУРА

[1] ГОСТ 22587-91. Машины хлопкоуборочные. Общие технические требования. Государственныйстандартсоюза ССР. -7с.

[2] Dst 3225-2017. Машины хлопкоуборочные. Методы испытаний. Ташкент: O’zDst. – 32 с.

[3] *Матчанов Р.Д.* Хлопкоуборочные машины 1929-2010 годы. Ташкент: “Fan vatexnologiyalar”. 2011. -352 с.

[4] *Ризаев А.А.* Исследование и создание рабочих органов хлопкоуборочного аппарата с высокой эффективностью. Ташкент.: Фан, 2017. – 168 с.

[5] Отчет о НИР по проекту БФ-1-023 «Исследование закономерностей технологического процесса вертикально шпиндельных хлопкоуборочных машин для разработки технологии одноразового сбора хлопка в сжатые сроки и без потерь в зоне рискованного земледелия» (заключительный). Ташкент: ИМСС АН РУз. 2020. – 141 с.

[6] Отчёт о НИР по проекту MB-Атех-2018-92 “Разроботка 4-х рядной полуприцепной хлопкоуборочной машины с повышенными техническими показателями для междурядий 60 см”. (заключительный) Ташкент. ИМиСС АН РУз. 2020. – 137 с.

[7] *Matchanov R.D., Rizaev* A.*, Yuldashev A., Kuldoshev D., Mirzaeva M. Methods for calculating the pressure loss of the air flow and energy consumed by the fan of the cotton harvester. E3S Web of Conferences* 264*, 04011 (2021).*

[8] *Шполянский Д.М.* Технологические основы параметров рабочих органов и схем хлопкоуборочных машин. Ташкент: Мехнат. 1985. -114 с.

[9] *Соломахова Т.С., Чебышева К.В.* Центробежные вентиляторы. Аэродинамические характеристики: Справочник – М.: Машиностроение, 1980. – 179 с.

[10] *Матчанов Р.Д.* Разработка хлопкоуборочной машины для селективного сбора хлопка. Издательство «Фан» АН РУз. Ташкент. 2023. – 191 с.

[11] *Арзуманянц А.Г., Барер Н.Б., Пилюганова Э.А., Бляхарская М.И.* Некоторые результаты исследования пневмотранспортных систем хлопкоуборочных машин 14ХВ-2,4 и ХН-3,6. Ташкент 1976 г. Механизация хлопководства №6. 3-5 с.

[12] *Йулдашев А.Т.* Научно-технические решения пневмотранспортной системы хлопкоуборочной машины со сменными уборочными аппаратами. Афтореф.дис.док.тех.наук. Ташкент. 2022. -60с.

[13] *А.с.№144393.*А.Н. Приходько, М.Н. Марков, Ю.К.Мелькумов, П.И. Зильберман.Центробежный вентилятор для транспортировки хлопка в хлопкоуборочных машинах. 1962. Бюл. №4.

[14] *Артыков Н.И.* Пневмотранспорт легкоповреждаемых материалов. – Ташкент:Фан, 1984. –143 с.

[15] Протокол №15-2017 Предварительных испытаний хлопкоуборочной машины МХ-2,4 (по договору №117-2017 от 12.09.2017). Гульбахор. УзГЦИТТ. 2017. -38 л.

Дата поступления
04.01.2024

Қўлдошев Д.А., Норматов М.Қ., Хунаров А.А., Хакимжонов А.Б. Пахта териш машиналари учун марказдан қочма вентиляторини самарали контрукциясини ишлаб чиқиш

Аннотация: *Мақолада сўрувчи типдаги пахта териш машиналарининг пневмотранспорт тизимида ишлатиладиган марказдан қочма вентиляторини такомиллаштиришга қаратилган тадқиқотлар натижалари келтирилган. Саноатдаги марказдан қочма вентиляторнинг ишлаши таҳлил қилинди. Унинг камчиликларини бартараф етиш учун замонавийлаштирилган пневматранспорт узатиш тизими ва уни яратиш босқичлари учун марказдан қочма вентилятор ишлаб чиқилган. Илгари ишлаб чиқарилган вертикал шпинделли пахта териш машиналарида ишлатиладиган марказдан қочма вентилятор кириш ойнасининг фойдали жойлари ўрганилмоқда.Вентиляторни янгиланган конструкцияси“Компас 3D”, “AutoCAD” ва “NXSiemens” каби замонавий дастурлар ёрдамида амалга оширилди. Марказдан қочма вентилятор конструкциясининг эскиз лойиҳаси ишлаб чиқилди вауни пахта териш машинасига ўрнатиш лойиҳалари бажарилди.*

Калит сўзлар: *пахта териш машинаси; ҳаво транспорт тизими; марказдан қочма вентилятор; вентилятор ишчи парраги.*

Kuldoshev D.A., Normatov M.K., Khunarov A.A., Hakimjonov A.B. Development of an effective design of a centrifugal fan for cotton harvesting machines.

Abstract: *The article presents the results of research aimed at improving the centrifugal fan used in the pneumatic transmission system of suction-type cotton harvesters. The operation of a production centrifugal fan is analyzed. In order to eliminate its shortcomings, a centrifugal fan has been developed for a more modernized pneumatic transmission system and the stages of its creation. The useful areas of the inlet window of a centrifugal fan used in previously manufactured vertical spindle cotton harvesters are investigated. The design work of the fan of the upgraded design was carried out using such modern programs as Compass 3D, AutoCAD and NXSiemens. The draft drawings of the developed design of the centrifugal fan and its installation on a cotton harvester are given.*

Keywords: *cotton picking machine; air transport system; centrifugal fan, fan impeller.*

УДК 551.535: 627.152

ОПЫТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И СТРОИТЕЛЬСТВО НАСЫПНЫХ КАНАЛОВ, ВОЗВОДИМЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

Байманов К.И., Байманов Р.К., Тажибаев Ш.Ж., Мадияров А.А.

Каракалпакский государственный университет имени Бердаха, Нукус, Каракалпакстан.

E-mail: ruslan kenesbaevich@list.ru

Аннотация: *В данной статье рассмотрены основные задачи, связанные со спецификой проектирования, строительства и эксплуатаций крупных насыпных грунтовых каналов, возводимых в дамбах различными методами. По результатам натурных исследований доказано, что увеличение нагрузки потока наносами сверх предельно возможной для одного и того же расхода воды приводит русло в качественно новую стадию руслоформирования – стадию криволинейных русел, характерную в начале искривлением динамической оси потока, а затем и самого русла, далее образованием меандры, делением водотока на рукава, которые полностью соответствуют ранее предложенным закономерностям формирование русловых форм в открытых руслах проф. К.И.Баймановым. Практика показали, что при эксплуатации насыпных грунтовых каналов его начальное сечение трансформируется обычно в устойчивое параболическое сечение то есть близкой к ней полигональное. При этом форма предельно устойчивого на размыв откоса дамбы должна учитывать, с одной стороны воздействие турбулентного потока, а с другой - прочностные свойства грунтов (угла внутреннего трения и сцепления) с учётом их неоднородности, воздействие фильтрационного потока, метода возделывания дамб и других, что делает метод расчёта откоса дамб более сложным и совершенным. Здесь главную роль в силовом воздействии на частицы или агрегаты грунта играет предельная составляющая пульсационной придонной скорости.*

Ключевые слова: *Земляные насыпные каналы; регуляционные сооружения; грунтовая дамба; деформация; статическое и динамическое равновесие; гидравлические и механические методы; расчеты устойчивости откоса плотины (дамб).*

Введение. Для выполнения намеченной в области водохозяйственного строительства программы работ страны необходимо применение наиболее прогрессивных и экономичных конструкций сооружений и методов их возведения, что возможно лишь при условия широкого ознокомления специалистов с достижениями современной гидротехники.

При проектировании и строительство земляных каналов традиционной формой поперечного сечения является трапецеидальная. Причём заложения откосов назначают приблизительно, исходя из группы грунта. При эксплуатации земляных каналов его трапецеидальное сечение трансформируется обычно в устойчивое криволинейное, параболическое сечение, которую желательно сохранять или заменять близкой к ней полигональной. Преимущество полигональной формы откоса как наиболее устойчивой и экономичной, нашло своё отражение в целом ряда проектируемых в настоящее время земляных каналов, а также в уже построенных как, например, каналы Южно-Голодностепской, Шаватской, Суенлинской и других. Форма устойчивого на размыв откоса должна учитывать, с одной стороны, воздействие турбулентного потока, а с другой - прочностные свойства грунтов (угла внутреннего трения и сцепления). Специально поставленные опыты показали определить характерную турбулентную картину придонной области потока и главную роль в силовом воздействии на частицы или агрегаты грунта играет продольная составляющая пульсационной придонной скорости, достигающая своего максимального значения у поверхности турбулизирующей стенки.

С такой скоростью поток действует на нее с силой сдвинуть эту частицу (лобовая сила), но сила её веса, сцепление и другие силы удерживают частицу в покое. Если максимальная мгновенная придонная скорость потока, обтекающая частицу достаточно велика, то лобовая сила превысит силы удерживающие частицу в покое и она придёт в движение. В действительности же силовое воздействие потока на частицу дна и откосов русла гораздо сложнее. Помимо лобового воздействия потока на частицы действует подъёмная сила, возникающая вследствие несимметричного обтекания их потоком. Кроме того, благодаря возникающим в придонном слое вихрям частица может оказываться и в зоне их действия.

Сложность явлений, происходящих в придонном слое потока при обтекании частиц или агрегатов грунта затрудняет теоретические и экспериментальные анализы их устойчивости, поэтому более надёжным представляется рассмотрение осредненной картины явления [3].

В искусственных каналах при эксплуатации наблюдается следующие основные формы движения жидкости: равномерное установившиеся движения потока и неравномерное установившиеся и не установившиеся движения жидкости, при котором скорости и расходов воды по времени и по направлению изменяется неодинаково. Работа В.Ю. Ляпина [4] посвящена к некоторым практически важным проблемам гидравлики равномерных и неравномерных течений в земляных руслах. В первой части работы приводятся результаты исследования гидравлического трения открытых русел при равномерном режиме течения с учётом формы поперечного сечения и переменной по периметру шероховатости. Основной расчётной зависимостью в случае равномерного течения является формула Шези, связывающая кинематические и динамические ($\tau_0=\rho gRi$) характеристики течения:

$$\vartheta=\sqrt{\frac{2g}{\lambda}}\sqrt{Ri}=C\sqrt{Ri}\,, \tag{1}$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; C – коэффициент Шези; ϑ – средняя скорость потока; R – гидравлический радиус живого сечения; i – уклон дна; g – ускорение свободного падения.

Для определения коэффициента Шези C или однозначно связанного с ним коэффициента гидравлического трения λ предложено большое количество эмпирических зависимостей, из которых наиболее распространены показательного (Н.Н.Павловского, Р.Маннинга, С.Х.Абалвянца, А.Д.Альтщуля и др.) и логарифмического типа (В.Н.Гончарова, И.И. Агроскина, Д.В.Штеренлихта, В.Ф.Талмаза и другие). Отмечается, что в расчётах равномерных течений преобладает подход в рамках которого рассматривается осреднённые характеристики течения: средняя по сечению потока скорость ϑ и средние по длине смоченного периметра глубина R (гидравлический радиус) и касательное напряжёние τ_0.

Здесь особый интерес представляла кинематическая структура потоков в открытых руслах с переменной по периметру шероховатостью, которые наиболее часто встречаются в практике гидротехнического строительства и вводится понятие среднего коэффициента шероховатости русла – $n_{ср}$. В работе [4] предлагается метод расчета динамических и кинематических характеристик безнапорных потоков с учетом формы сечения и взаимного расположения параметра с разнородной шероховатостью.

Во второй части работы [4] приводятся результаты исследования гидравлических трений открытых русел при неравномерном движении жидкости. В гидравлике принято разделение неравномерных потоков на плавно и резко изменяющиеся. Плавноизменяющиеся течение, согласно Беланже, должны удовлетворять условиям малой кривизны линий тока и углов между смежными линиями тока.

Расчеты плавноизменяющих открытых потоков обычно базируются на дифференциальном уравнении неравномерного движения

$$J=\frac{d}{dx}\left(\frac{\vartheta^2}{2g}\right)+\frac{\vartheta^2}{C^2R}\,, \tag{2}$$

где $J=i=dh/dx$ – уклон дна потока; $\lambda=\vartheta^2/c^2R$ – последняя слогаемая в (2), определяющему величину потерь напора.

Справедливость уравнении (2) в качестве основы для проектирования земляных каналов при неравномерном движении, проверена многолетним решением практических задач [4]. Однако, результаты многочисленных исследований неравномерных открытых потоков, начиная с классических работ Б.А. Бахметева и И.Г. Эсьмана и заканчивая современными Л. Тепакса, О.М. Айвазяна, Э.В. Залуцского и других свидетельствуют об отсутствии единого мнения по данному вопросу.

Проектирование и строительство насыпных земляных каналов, трассируемые в легкоразмываемых несвязных грунтах, учитывающие закономерности русловых процессов, характерные для естественных рек еще более усложняют их гидравлический расчет. Создание такого канала довольно сложно в силу целого ряда новых задач, условий и обобщений результатов теоретических, лабораторных и натурных исследований, позволяющих проведение расчетов устойчивости откосов и формы поперечных сечений русел при динамическом равновесии потока и русла.

Динамическая устойчивость наносонесущих земляных каналов характеризуется балансом наносов, поступающих на данный участок ложа русел и уносимых с него, то есть при наличии грунтообмена между потоком и руслом, формируется русло, называемое динамического равновесия.

Увеличение нагрузки потока наносами сверх предельно возможной для одного и того же расхода воды приводит русло в качественно новую стадию руслоформирования – стадию криволинейных русел, характерную в начале искривлением динамической оси потока, а затем и самого русла, далее образованием меандры, делением водотока на рукава и т.д. Поэтому проектирование и строительство искусственных крупных каналов при равномерном режиме целесообразно вести только в первой стадии руслоформирования – стадии существования прямолинейных русел. Переход канала из-за перенасыщения его поток наносами и их отложения в стадию криволинейных русел вызывает необратимые отрицательные последствия – переход другой формы – неравномерных движении жидкости [1, 7]. Как показывает, например, практика эксплуатации Каракумского канала [1], из-за перенасыщения потока наносами первоначально прямолинейное русло на участках 35 и 249 км (где оно проходит в тонкозернистых песках) трансформировалась в сильно искривленное, блуждающее, с шириной по верху 230 и 135 м соответсвенно, что превышает проектные значения в десятки раз.

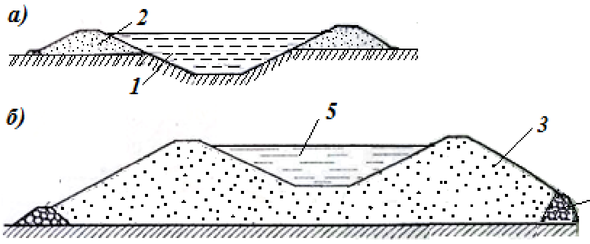


Рис. 1. Поперечные сечения каналов: *а* – в полунасыпи-полувыемке; *б* – в насыпи; 1 – полувыемка; 2 – полунасып; 3 – дамба; 4 – дренаж; 5 – канал.

Строительство насыпных каналов выполняют в полунасыпи – полувыемке или полностью в насыпи, тогда образующие его профиль дамбы проектируют анологично земляным плотинам [5] (рис.1).

Ширину гребня дамб принимают не менее 2,0 м. При необходимости дамбы выполняют с противофильтрационными элементами. Низовой откос дамб защищают от воздействия фильтрационного потока дренажем той или иной конструкции, применяемой в земляных плотинах (рис.2). Заложение откосов (надводного или подводного) проверяют на устойчивость расчётом. В статье [8] предложена оценка устойчивости откосов на основе решения гипотезы круглоцилиндрических поверхностей скольжения.

Наряду с выше рассмотренными исследованиями, позволяющие установить расчёты устойчивости русел и откосов возводимых в дамбах крупных земляных каналов и в процессе эксплуатации деформации русел из легкоразмываемых песчаных грунтов при равномерном и неравномерном движении жидкости определена как основная цель настоящей работы. Для достижения поставленной цели определены следующие задачи исследования:

- обобщение сопоставительного анализа фактических формы поперечных сечений потока с расчётными уравнениями;
- изучение динамики формирование откосов дамб, возводимых различными способами;
- анализ динамики изменении предельной устойчивости откосов дамб;
- исследования общее деформации канала и характер русловых форм турбулентного потока.

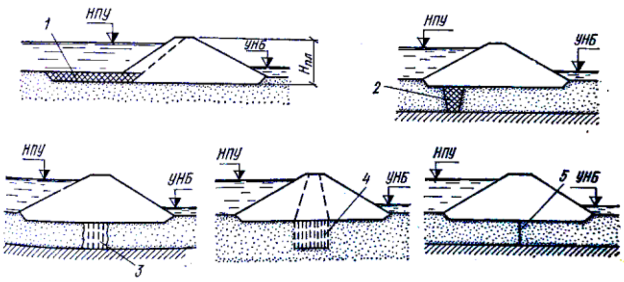


Рис. 2. Конструкции противофильтрационных устройства основании плотин:
1 – понур; 2 – зуб; 3 – инъекционная завеса; 4 – висячая инъекционная завеса; 5 – диафрагма.

Методы. Методы исследования включают: обобщение и анализ результатов исследовании теоретическими и аналитическими методами, оценка инструментально-нивелировочной, лабораторно-аналитической, расчётно- графической, прогнозной и другие, применяемые при решении задач по гидравлике и гидротехнике. Общепринятые методы экспериментальных исследований, методы по проведению натурных гидравлических исследований на действующих земляных каналах; методы строительной механики, инженерной конструкции, а также математические и статические методы при обосновании расчётов устойчивости и прочности регуляционных сооружений.

Результаты и обсуждение. Данная статья посвящена задачам исследования устойчивости и прочности насыпных земляных каналов входящие в состав регуляционных сооружений. Регуляционными (выправительными) называют речные сооружения, служащие для управления водным потоком без перекрытия его. По типам решаемых задач регуляционные сооружения бывают: защитные (для защиты от размыва берега, откоса дамбы, опор мостов и т.д.); выправительные (обеспечивающие удержание потоков на проектной оптимальной трассе); дамбы обвалования (для защиты земель и объектов от затопления в половодье поверхностным потоком); комплексные и прочие (наносоуправляющие, укрепление дна в прoранах, перекрытие проток и т.д.).

По ориентации относительно оси потока – продольные (дамбы, одежды откосов, прорези и др.) и донные (укрепление поверхности дна отсыпкой, камни и др.).

Облицовка и одежда насыпных каналов. Для защиты канала от размыва течением, от волновых и механических воздействий, для снижения фильтрационных потерь и уменьшения площади сечения канала принимают различного рода облицовки и одежды. (рис. 3).

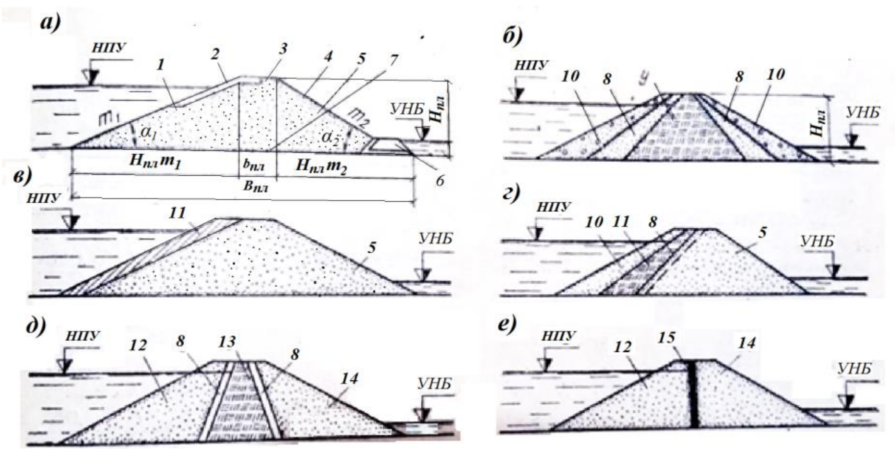


Рис.3. Типы одежды насыпных плотин (дамб): *а* – из однородного грунта; *б* – из неоднородного грунта; *в* – с экраном из негрунтовых материалов; *г* – с экраном из грунта; *д* – с ядром; *е* – с диафрагмой; 1 – верховой откос; 2 – крепление откоса; 3 – гребень; 4 – низовой откос; 5 – тело плотины; 6 – дренажный банкет; 7 – подошва; 8 – переходные зоны; 9 – центральная призма; 10 – защитный слой; 11 – экран; 12 – верховая призма; 13 – ядро; 14 – низовая призма; 15 – диафрагма; $b_{пл}$ – ширина плотины по гребню; $B_{пл}$ – ширина плотины понизу; $H_{пл}$ – высота плотины; $m_1=ctg\alpha_1$; $m_2=ctg\alpha_2$.

Тип одежды канала выбирают на основе технико – экономического сравнения вариантов в зависимости от его назначения, геологических условий, скорости течения, условий эксплуатации и наличия местных материалов. В работе [9] на основании анализа опытов проектирования, строительства и эксплуатации крепления откосов земляных сооружений предложен метод расчета откосного крепления, позволяющий определить наиболее экономичную их толщину и характеристику устойчивости откосов по предельным состояниям.

Предельно устойчивые откосы насыпных каналов в легко-размываемых грунтах. Условия предельно устойчивых частиц грунта, лежащих на дне и откоса русла в обтекаемых потоком, сохраняется в том случае если силовому воздействию от максимального значения придонной мгновенной продольной скорости ($U_{\text{д мах}}$) за определенный интервал времени будут противостоять силы, удерживающие эти частицы или агрегаты (вес, сцепление и др.) в равновесии. Исходя из этого изучение устойчивости частиц размываемого откоса становится возможным только придонную область турбулентного потока. В эти области протекают все турбулентные процессы, связанные с непосредственным силовым воздействием потока на выводимые из равновесия частицы или агрегаты грунта.

Сложность явлений, происходящих в придонном слое потока при обтекании частиц или агрегатов грунта, затрудняет теоретический и экспериментальный анализы их устойчивости, поэтому более надежным представляется рассмотрение осредненной картины явления. При рассмотрении условия предельной устойчивости суммарную величину лобовых воздействии потока на частицы можно приравнять осредненному касательному напряжению потока или влекущей силе $\tau=\gamma\cdot h\cdot i$. Пульсационный характер придонных скоростей, которые могут превосходит осредненные скорости в той же точке в два раза (по исследованием Д.И.Гринвальда), можно учесть введением в уравнение (16) Кузминова [3] предельного состояния устойчивости частиц на откосе русла канала коэффициентом перегрузки n. Таким образом условие предельного равновесия может быть записано в виде:

$$\tau = \sigma \cdot tg\varphi + C, \tag{3}$$

где τ и σ – касательная и нормальная компоненты вектора; φ и C – постоянные параметры, которым придаются значения свойств грунта – угла внутреннего трения и сцепления.

В работе [3] выведено общее уравнение предельно устойчивого профиля откоса каналов для легкоразмываемых мелкозернистых грунтов. Общее уравнение для оценки устойчивости частиц откоса любого легко - размываемого грунта предложено Ю.М.Кузминовым в виде теоретического уравнения (15) [3].

Некоторые экспериментальные исследования устойчивых откосов насыпных каналов. Как было сказано выше, что насыпные земляные каналы, возводимые в дамбах в практике гидротехнического строительство широко применяются в равнинных местных условиях, где по трассе каналов имеются замкнутые понижении: а) для повышения уровня воды, обеспечивающие командования над младшими каналами; б) для повышения отметок дна на участках спрямления излучин, так как территория низовья р. Амударьи характеризуются выраженным чащеобразным рельефом с большим числом замкнутых понижении по косогору достаточно крупных размеров в плане.

Ниже будут рассмотрены результаты наиболее изученных различными учеными [2–4, 6] и собственными [7, 8] исследованиями полученных формы предельно устойчивых откосов и характер деформации русел в насыпных земляных каналах в процессе их эксплуатации.

При расчете устойчивых откосов каналов, проходящих в дамбах из легкоразмываемых грунтов, возводимых методом механический укадки, так же как и с отсыпкой грунта в воду, необходимо учитывать состояние грунта откоса (φ и C) в начальный период строительства и в период закончившихся просадок [2, 3].

В качестве примера рассмотрим деформацию дамб канала Джук (Узбекистан), проходящего в легкоразмываемых грунтах, где Ю.М.Кузминовым [3] проведенные результаты съемок деформации дамб этого канала за 23 года эксплуатации осадка грунтов в пределах его поперечного сечения (ПК 330), включая дамбы достигла 280 см.

На рис. 4 и 5 приведены два поперечных сечения канала Джун с нанесенными на них результатами съемок деформации этих сечений с 1946 по 1954 г. [33].

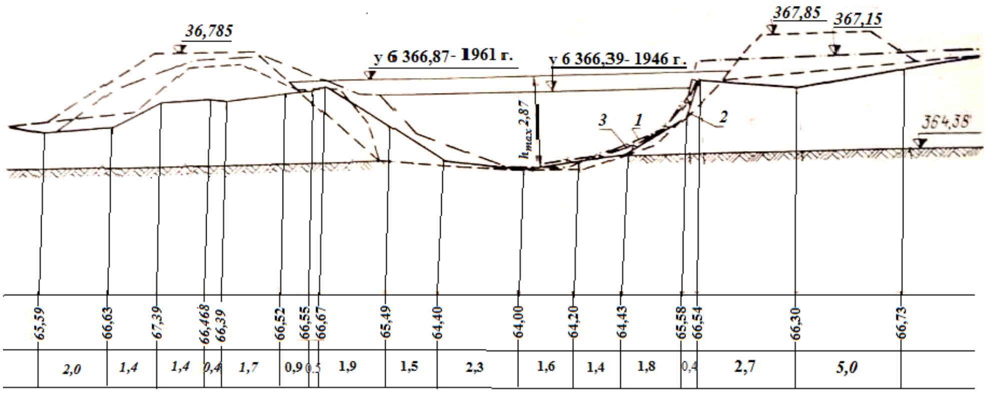


Рис. 4. Устойчивое сечение канала Джун, прохоящего в дамбах, врзведенных механической укаткой (ПК 316): 1 – профиль сечения канала в 1946 г.; 2 – в 1951 г.; 3 – профиль откоса канала, построенный по уравнению (15).

На эти же поперечные сечения канала нанесены расчетные профили откосов, построенные по уравнению (15) приведеные в работе [3, с.28] при φ=24^{0}С и C=0,11 кг/см^2 при полном водонасыщении образцов грунта, взятого в условиях закончившихся просадок, где коэффициент перегрузки равна β=1. Как видно из рисунков, расчетные профили откосов удовлетворительно совпадают с устойчивыми натурными. Таким образом, сопоставление расчетного с результатами натурных исследований устойчивых откосов канала, проходящих в дамбах, возводимых разными способами показывают хорошую сходимость и дают возможность использовать эти уравнений для целого ряда практических задач.

С учетом особенности расположения рельефа местности большинство оросительных каналов Каракалпакии для обеспечения командования над орошаемые площадями проходит по водоразделам между понижениями или в обход наиболее низких точек понижения по его склону, образуя косогорный участок. Все это создает большую извилистость каналов в плане, увеличивая их длину и соответственно потери воды на фильтрацию.

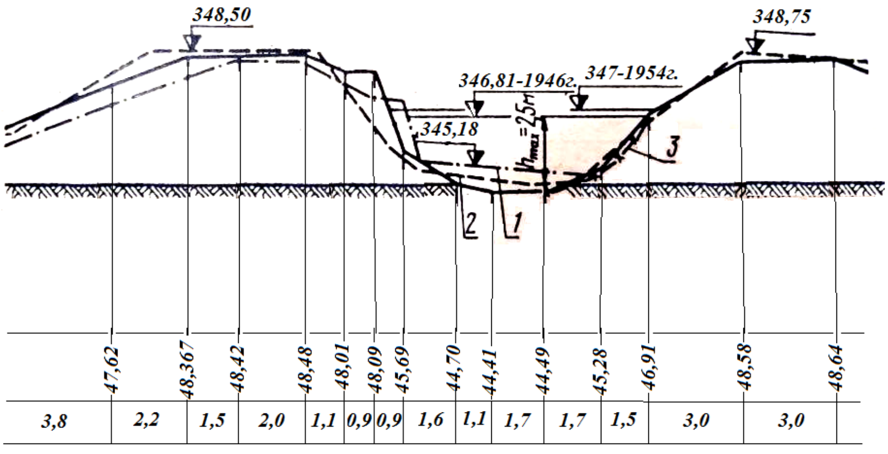


Рис. 5. Устойчивое поперечное сечение канала Джун, проходящего в дамбах, возведенных с отсыпкой грунта в воду (условные обозначения те же, что и на рисунке 4).

Поэтому при проведении реконструкции каналов целесообразно спрямлять их динамической оси в плане, возводить по трассе спрямления излучин дамбы необходимой высоты. Учитывая этих особенности гидравлического режима насыпных каналов известные ученые САНИИРИ пришли к идеям формирования расширенного сечения русла путем заиления (рис.6).

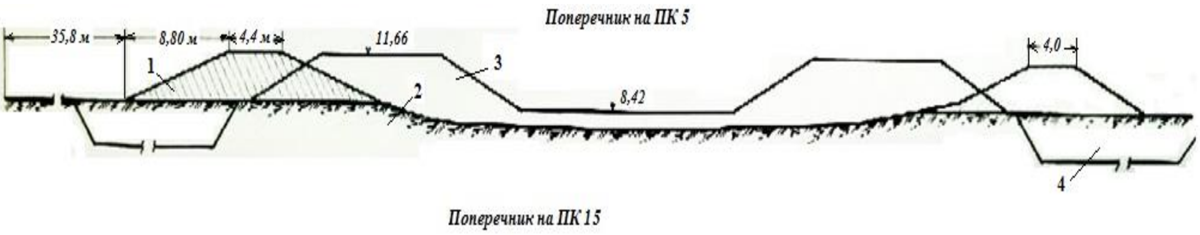


Рис. 6. Характерные поперечные сечения канала Бозьязб: 1 – насыпная дамба; 2 – проектные сечения; 3 – поперечное сечение по предложенному методу; 4 – грунты внутреннего резерва.

Таким образом, сущность предлагаемого метода [6] формирование русла на собственном отложении заключается в том, что на участке спрямления дамбы отсываются из грунта внутреннего резерва. После ввода спрямления в действие окончательные элементы поперечных сечений его русла формируются за счет естественного осаждения мелкопесчаных наносов, поступающих через входной створ. Грунт внутренних резервов разрабатывается экскаваторами и перемещается в тело отсываемых дамб. Через 1-2 года работы насыпного канала в нем формируется устойчивые суженное русла с берегами, покрытыми илистой кольматационной пленкой. Описанный метод были применены на многих каналах Каракалпакии и была исследована в 1964 – 1968 гг. [6] и 1978 г. [7] на опытном участке канала им. Ленина (ниже 73 км) на территории Кунградского района, где канал обходил большую низину, образуя петлю длиной 6,5 км.

Длина спрямления составляла 3,5 км т.е. длина канала уменьшилась на 3 км. Пропускная способность канала в створе спрямления Q=55 м^3/с. В процессе полевых исследований по длине участка спрямления были получены гидравлические и наносные характеристики [6]. Анализ полевых материалов этих исследований показали, что размеры формирующегося в процессе деформации устойчивого русла зависит от расхода воды, уклона водной поверхности и от степени насыщенности потока наносами, которые соответствует по формулам Х.Ш.Шапиро [10] предложенные специально для условий реки Амударьи, оросительных каналов нижнего и среднего течения реки:

$$B = K\sqrt{\frac{Q}{i}} \tag{4}$$

$$h_{cp} = \left(\frac{n\sqrt{Q}}{K}\right)^{0,6} \tag{5}$$

где n – коэффициент шероховатости, определяемая по формуле Маннинга $C = \frac{1}{n}h^{1/6}$.

Рис. 7. Головная участка канала Боз-яб (с водозаборным сооружением и обоих берега заросший растительностью)

На зависимости (4) соответствует несколько прямые линии, проходящие через начало координат $(B = f\sqrt{\frac{Q}{i}})$ и имеющие угловые коэффициенты для каждого условия протекания потока. При угловом коэффициенте *K*=0.10 прямая линия проходит в средней части зоны натурных точек, нанесённых по опытным данным спрямления канала в 1967 г. Причём через верхнюю границу этой зоны проходит прямая с коэффициентом *K*=0.13–0.15, которое можно принять в качестве предельного, обеспечивающего устойчивое протекания потока в первые периоды ввода спрямления (1966 г.) в действие. Таким образом, построенные на графике связи (4), расположения натурных точек по отношению к прямым линиям с угловым коэффициентом *K* характеризуют формировании русел насыпного канала и оценить граничные условий зоны устойчивости протекания потока в периоды эксплуатации.

В соответствии с проведённым анализом и уточнением расположения натурных точек на графике связи (4), по отношению к прямым линиям, тесно лежащие для каждой граничной зоны формировании потока и русла можно предполагать следующие условий протекания потока:

- в случае, когда наступит начало момента ввода спрямления в действие, значение равна *K*=0.13–0.15, тогда в качестве предельного, устойчивого состояния протекания потока, принимается значение *K*=0.14.

- в случае формирования дна и береговых откосов русла из мелкопесчаных отложений, принимать значение *K*=0.065, то есть расчёты проводить по формуле $B = 0.065\sqrt{\frac{Q}{i}}$

- в случае, если береговые откосы сформирующегося сложены тяжёлыми грунтами, под воздействием длительного процесса переформирования русел каналов могут уплотняться за счёт отложения мелких илистых частиц. значения коэффициента К следует уменьшить до *K*=0.06.

- в случае, если каналы находятся в устойчивом состоянии длительное время (как например, каналы Кызкеткен, им. Ленина, Кегейли и Куванышжарма) или имеют ложе, сложенные тяжелыми глинистыми грунтами естественной плотности, то значения коэффициента *K* можно уменьшить до *K*=0.05.

Одним из важнейших и наименее изученных вопросов, возникающих при проектировании и строительстве насыпных земляных каналов является исследования процессов формирования русел необлицованного канала, скорости течения в котором превышают неразмывающие. Такие русла под действием течения неизбежно будут деформироваться и приобретут черты характерные для рек [1, 7].

Исследование процессов русловых деформации и формировании русел. Нами были проведены натурные исследования в 2021-2022 гг. на межхозяйственном канале Боз–яб в Тахтакупырском районе общей протяженностью – 18.975 км перед выполнением реконструкции этого канала институтом ООО «UzGIP». Канал был построен в 1956 году на пропускной способности – 31.8 м^3/с. Орошаемые площади – 30210 га. Головной участок трассы канала забирают воды от существующего водозабора канала Куванышжарма (ПК 821) (рис.6).

Канал Боз–яб начинается от канала Куванышджарма и проходит в северо – восточном направлении по землян 4 хозяйств Тахтакупырского района. В настоящее время пропускная способность головного участке канала 15 м^3/с. Канал работает практически круглый год, исключение составляют октябрь и ноябрь месяцы, проводится ремонт и очистка канала.

Рис. 8. Картина образования русловой формы в виде островков на подобное меандрирующее русло (на участке ПК 5 – ПК 10).

В связи с незначительными уклонами, канал постоянно заиляется, что приводит к большим объемам по ежегодной очистке его русла от наносов. Территория зоны влияния канала представляет собой равнину с колебаниями абсолютных отметок от 55 до 63 м с общим уклоном местности 0.0001 – 0.0063 на север и северовосток.

Существующее состояние канала неудовлетворительное. До настоящего времени реконструкции канала не производилась, по этой причине на большой протяжение дамбы канала, имеет осадки и осыпание откосов, при этом изменились его параметры, ширины по дну канала меняется от 3 до 26 м, заложение внутренних откосов от 1.5 до 2.5, уклон дна канала неравномерен, имеет местами заиление дна и русловые деформации. Существующие откосы в верхней части сечения густо заросли камышом, имеется древесная растительность. Ввиду отсутствия противо – фильтрационной облицовки, наблюдаются большие потери воды от фильтрации из канала 3 – 5 м/сутки (мелкозернистые грунты).

Существующие гидротехнические сооружении расположенные по трассе канала и отводам из канала находятся в удовлетворительном состоянии. В результате долголетней эксплуатации этих сооружений произошли разрушения железобетонных труб, крепления откосов, оголовок и механического оборудования.

Исследуемый объект по пропускной способности насыпного канала и по расположению отводов и перегораживающих и других сооружений выделена на две участки: первая участка - от пикета 0,0. до ПК 100 и вторая участка – от ПК 100 до ПК 190. Начальные гидравлические параметры этих участков следующее:

Участки канала	Q, м^3/с	*в*, м	m	n	h, м	ϑ, м/с	i	$H_{стр}$, м
Первая участка	Норм. 31.8	9	2.0	0.02	2.63	0.83	0.00019	3.27
Вторая участка	Норм. 17.4	5	2.0	0.0225	2.53	0.68	0.00019	3.40

На рис.8 показана фактически измерённые поперечные сечения на первом участке канала Боз-яб. Там же нанесены измерённые, типовые и расчётные поперечные профили канала (по формуле 4).

На рис. 9 приведена измерённые продольные профили на первом участке канала Боз-яб, где показаны отметки поверхности земли (1), отметки левой (2) и правой (3) дамбы, отметки дна канала (4) и отметки уровня воды (5).

На головном участке построено регулирующие водозаборное сооружение. Состояние нормальное. Но, ежегодным поступлением большого количества взвешенных и долива наносов на этом участке происходило интенсивное заиление и появилось различные русловые формы в виде побочни на береговых зонах и осередков на середине канала до пикета 100, местами через 200-300 м в шахматном порядке (рис.10).

Русловые процессы на рассматриваемых участках: ПК00 – ПК103,94 и ПК103,94 – ПК189,75 (см.рис.9) оказались очень сложными техническими условиями рельефа местности и заданного при строительстве характера неравномерного гидравлического режима.

Рис. 9. Картина образования криволинейного русла и укрепления береговых откосов растительностьями на участке ПК 110 – ПК 150

Неравномерности гидравлического режима обусловлена изменениям поперечных сечений по длине канала и увеличивающимся вниз по течению уклоном дна. В начале эксплуатации на участке 0,0 – 10 км ширина по урезу составляла 32 м, на участке 10 км – 19 км-18 м. Уклон водной поверхности на участке ПК 00 – ПК 10 км был равен 0.00010, а ниже по течению возрастал на 18 км достигал 0.00019. Это условия привели к ускорению потока по длине.

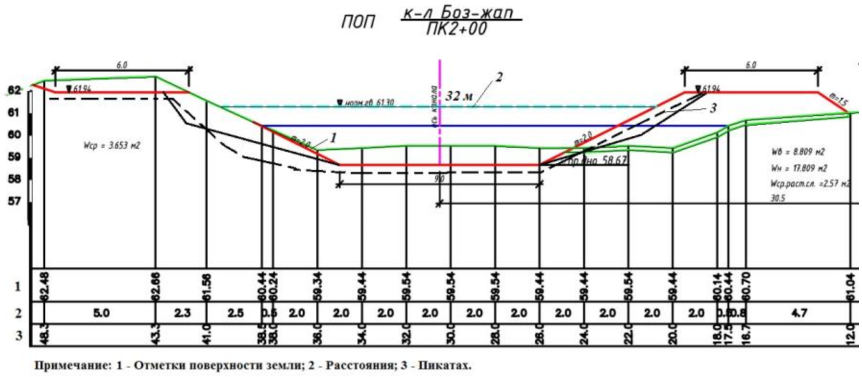


Рис. 10. Фактическое сечение канала Боз-яб (Тахтакупырский район), проходящий в дамбах возводимых гидравлическим способом. 1 – профиль сечения канала в 2022 г. 2 – типовое сечение канала. 3 – профиль сечения канала построенный по формуле параболы третьей степени.

Неравномерности гидравлического режима обусловлена изменениям поперечных сечений по длине канала и увеличивающимся вниз по течению уклоном дна. В начале эксплуатации на участке 0,0 – 10 км ширина по урезу составляла 32 м, на участке 10 км – 19 км-18 м. Уклон водной поверхности на участке ПК 00 – ПК 10 км был равен 0.00010, а ниже по течению возрастал на 18 км достигал 0.00019. Это условия привели к ускорению потока по длине.

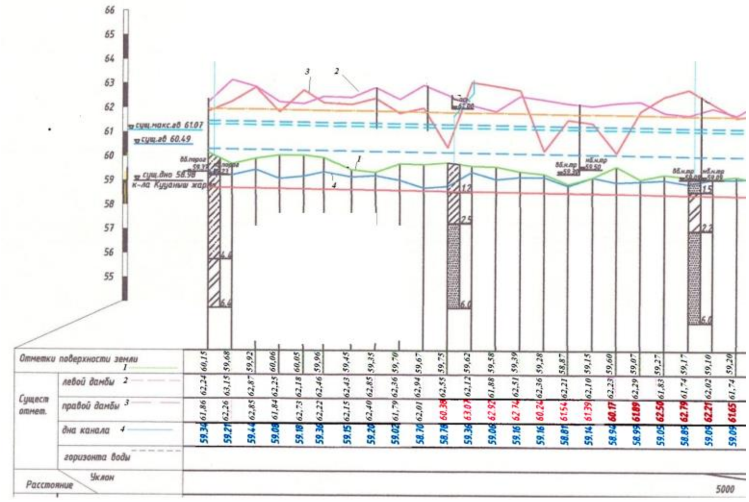
Поступление наносов в канал Боз – яб определять мутностью вод низовье р. Амударьи и отметкой их в головных сооружениях канала. Значительная часть наносов осаждалась в головных участках.

Общие деформации обусловлены несоответствием твердого стока транспортирующей способности потока. С этой точки зрения рассматриваемый участок канала можно разбить на две части. Верховая часть характеризуются (0,0 – 10 км) избытком наносов, а нижняя (10 – 19 км) – дефицитом. Избыток наносов на верхнем участке поток частично осветляется под влияньем малой скорости течения и создает условия интенсивного осаждения мелкозернистых частиц наносов. Дефицит наносов способствовал общему размыву на длине канала, который выразился в виде прорыва дамб (рис.8).

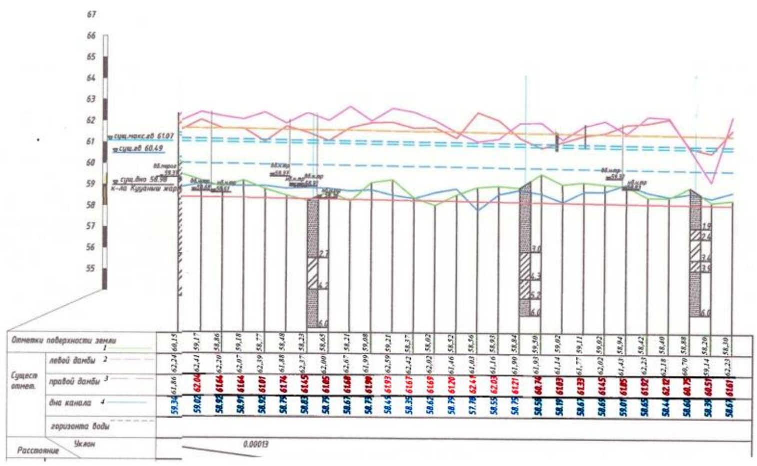
Местные деформации русла обусловливается формированием продольного профиля всего канала (рис.9).

На всем рассматриваемом участке канала с первого года эксплуатации до настоящего времени наблюдался процесс сужения и местами – расширения. Интенсивность этих процессов по длине канала была неодинаковой и определялась геологическим строением русла и скоростью течения.

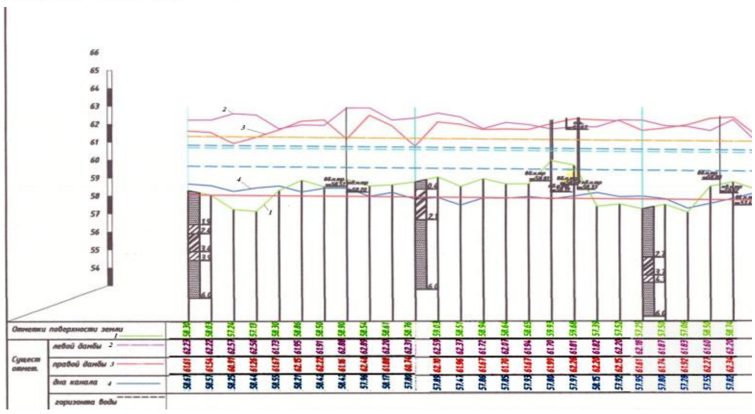
Предложенные мероприятий: В результате анализа материалов топогеодезических и русловых съёмки поперечных и продольных профилей, и гидрометрических измерений выяснилось, что основной восстановительный объём работ необходимо вестись от ПК 0+00 до ПК 19 по сужению существующего сечения канала, наращиванию существующих дамб и устройством полок с обоих сторон шириной до 6 метров, а также производится зачистка откосов и дна от растительности и отложившего ила. Насыпи выполняются из привезённого грунта из резерва с послойным уплотнением до объёмного веса 1.65 т/м^3. Продольные профили по длине канала следует запроектировать с минимальным профильным уклоном с целью обеспечения командных отметок УВ на водовыпусках во внутрихозяйственных оросители.



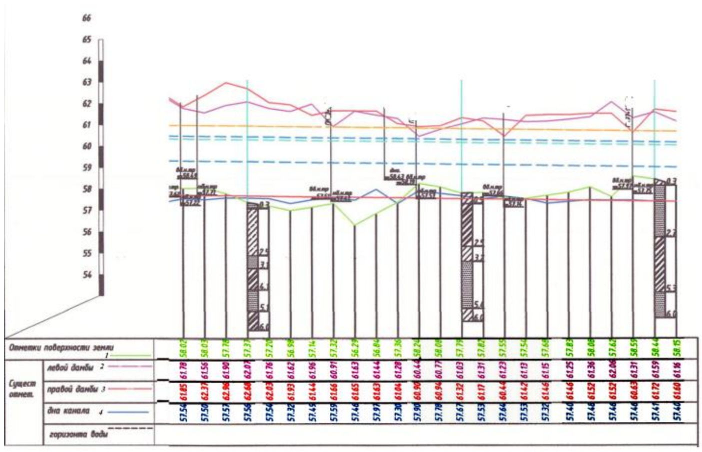
а)



б)



в)



г)

Рис. 11. Поперечник: *а)* поперечник от ПК 00 до ПК 20; *б)* поперечник от ПК 25 до ПК 43; *в)* поперечник от ПК 56 до ПК 75; *г)* поперечник от ПК 76 до ПК 98

Заключение. 1. Проведенный обзор и анализ показывает, что метод расчета устойчивых русел каналов все еще требует своего совершенствования в направлении разработки уравнении, описывающих форму поперечного сечения в зависимости от основных гидравлических, турбулентных, наносных и морфометрических характеристик потока, а также характеристик материалов русла с учетом условия работы канала и точного определение критериев, ограничивающих русла кинематического и динамического равновесия.

2. Предложенный в работе [3] методика расчета предельно устойчивых откосов канала, проходящего в дамбах, возводимых различным способом могут быть использованны в принципе такой же рассмотренных выше случаев; однако имеет и свои особенности. Эти особенности заключается в том, что профиль откосов строят для двух условии производства работы: начальный период возведения дамб и условии длительный их эксплуатации (период заканчивающейся деформации грунта дамб). Для начального периода возведения дамб в уравнении предельно устойчивого откоса (15), используются значения параметров $\varphi.c.a.q$ соответствующие этому периоду. Для периода закончившихся деформации грунта дамб рекомендуем принимать результаты исследовании Х.Ш.Шапиро [10] о том, что поперечного сечения русла, формируемого потоком в своих отложениях, близко по форме к кривой, описанной параболой третьей степени, поэтому можно принять:

$$\omega = \frac{3}{4} * H_{макс} * B\,;\ H_{ср} = \frac{3}{4} * H_{макс}\,;\ B = K\sqrt{Q/i}\,.$$

где ω – площадь поперечного сечения русла; $H_{макс}$ – аксимальная глубина на оси потока; B – ширина по верху; Q – расход воды; i – уклон дна; K – коэффициент для каналов из Амударьи K=0.1.

3. Натурные исследование опытных стремлении на каналах позволили изучать ход деформация устойчивого русла на участках стремлении при этом образование на внутренних откосах дамб значительного слоя наносных отложении, включающих илистые и пылеватые частицы, повышает надежность и устойчивость тела дамб против фильтрации и спользание низового откоса, а также облегчает производство работ по ремонту дамб и очистке русла. На этих участках некоторые увеличенние расходов воды вызывает повреждения и подмыва внутреннего откоса дамб с последующим их прорывом.

4. Преобладающим видом русловых деформации в каналах Каракалпакии является заиление, которая повышая отметка дна и сужая русла, затрудняет пропуск по ним несколько повышенных расходов водоподачи. Для восстановления пропускной способности каналов ежегодно после окончание вегетационного периода производится очистка каналов от наносных отложений земснарядами или землеройными механизмами.

5. Однако, при проектировании реконструкции каналов с помощью спрямления излучин и формированием суженного устойчивого русла на участках высоких дамб, насыпаемых из грунта внутренних резервов расчеты могут быть ограничены определением продолжительности деформации упрощенным методом. Более точные результаты могут дать расчеты заключения, основанные на использования системы дифференциальных уравнений одномерного потока в деформируемом русле.

6. Обобщение и анализ опыта спрямлении и результаты исследований позволяют считать, что предлагаемые рекомендации, предусматривающий насыпку дамб из грунта внутреннего резервуара с последующим формированием суженного устойчивого русла за счет осаждения наносов, транспортируемых потоком оросительной воды, пропускаемой каналу и повышающие прочности тела дамб против фильтрации и спользания низового откоса может быть рекомендовано при реконструкции участков каналов в высоких дамбах.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. *Викулова Л.И., Калганова М.В.* Формирование русла искусственной реки (на примере Каракумского канала) // Водные ресурсы. АН СССР. М. №5. 1978. – с 177-189.

[2]. *Кузьминов М.П., Кузьминов Ю.М.* Возведение земляных плотин из лессовидных грунтов гидравлическим способом. Обзорная информация ЦБ.НТИ Минводхоза СССР. 1971. №13 – с.12.

[3]. *Кузьминов Ю.М.* Мелиоративные каналы в легкоразмываемых грунтах. – М. «Колос». 1977. – 192 с.

[4]. *Ляпин В.Ю.* Гидравлические сопротивления в открытых руслах.- Автореф. дисс. уч. степени доктора технических наук – М., 1994. – 42 с.

[5]. Гидротехнические сооружения / Н.П.Розонов, Я.В.Бочкарев, В.С.Лапшенков и др.: Под ред. Н.П.Розонова – М. «Агропромиздат», 1985. – 432 с.

[6]. *Горошков И.И., Бузунов И.А., Джаманкараев С., Хорст Г.О.* Производственные исследования формирования устойчивого русла на собственном отложений на участке каналов им. Ленина и Боз – яб. Научно – технический отчет. Ташкент. САНИИРИ. 1968. – 122 с.

[7]. *Байманов К.И.* Потоки в деформируемых открытых руслах. – Нукус. «Каракалпакстан». 2008. – 352 с.

[8]. *Байманов К.И., Тажибаев Ш.Ж.* К расчету устойчивости грунтовых откосов // Вестник ККО АН РУз, Нукус. №4. 2016. – с. 41 – 43.

[9]. *Байманов К.И., Тажибаев Ш.Ж.* Некоторые вопросы проектирования покрытий откосов неукрепленных земляных дамб в водоемах // Вестник ККО АН РУз, Нукус. №4. 2020. – с. 12 – 17.

[10]. *Шапиро Х.Ш., Алиев Т.А.* Некоторые вопросы земляных каналов, проходящих в связных грунтах // Гидротехническое строительство. М. 1979. №2. – с. 30 – 35.

Дата поступления
03.01.2023

Байманов К.И., Байманов Р.К., Тажибаев Ш.Ж., Мадияров А.А. Гидравлик услув билан қурилган уйма каналларни лойиҳолаш ва қуриш тариқасидаги тажрибалар.

Аннотация: *Ушбу мақолада турли усуллар ёрдамида тўғонларда қурилган йирик тупроқли каналларни лойиҳалаш, қуриш ва ишлатишнинг ўзига хос хусусиятлари билан боғлиқ асосий вазифалар муҳокама қилинади. Дала тадқиқотлари натижаларига кўра, оқимнинг чўкинди йукининг бир хил сув оқими учун мумкин бўлган максимал даражадан ошиб кетиши каналнинг канал шаклланишининг сифат жиҳатидан янги босқичига – эгри чизиқли каналлар босқичига олиб келиши исботланган. Бошида оқимнинг динамик ўқининг егрилиги билан, сўнгра каналнинг ўзи, сўнгра меандер ҳосил бўлиши билан, сув оқимини новдаларга бўлиниб, улар илгари проф. К.И.Баиманов таклиф қилган канал шаклларини шакллантириш нақшларига тўлиқ мос келади. Амалиёт шуни кўрсатдики, катта ҳажмли тупроқли каналларнинг ишлаши пайтида унинг бошланғич қисми одатда барқарор параболик қисмга, йаъни унга яқин бўлган кўпбурчакка айланади. Шу билан бирга, эрозияга ниҳоятда чидамли бўлган тўғон ёнбағирининг шакли, бир томондан, турбулент оқимнинг таъсирини, иккинчи томондан, тупроқларнинг мустаҳкамлик хусусиятларини (ички ишқаланиш бурчаги ва ёпишиш), уларнинг ҳетероженлигини, филтрация оқиминининг таъсирини, тўғонни ўстириш усулини ва бошқаларни ҳисобга олган ҳолда, тўғонларнинг қиялигини ҳисоблаш усулини янада мураккаб ва илғор қилади. Бу ерда тупроқ зарралари ёки агрегатларига куч таъсирида асосий ролни пулсацияланувчи пастки яқин тезликнинг чекловчи компоненти ўйнайди.*

Калит сўзлар: *уйма каналлар, тартибга солувчи иншоотлар, йер тўғони, деформация, статик ва динамик мувозанат, гидравлик ва механик усуллар, тўғоннинг қиялик барқарорлигини ҳисоблаш.*

Baymanov K.I., Baymanov R.K., Tazhibaev Sh.Zh., Madiyarov A.A. Experiences in design and construction of filled channels constructed by hydraulic method.

Abstract. *This article discusses the main tasks associated with the specifics of the design, construction and operation of large bulk earth channels constructed in dams using various methods. Based on the results of field studies, it has been proven that an increase in the sediment load of the flow beyond the maximum possible for the same water flow leads the channel to a qualitatively new stage of channel formation - the stage of curvilinear channels, characterized at the beginning by the curvature of the dynamic axis of the flow, and then the channel itself, then by the formation of a meander , dividing the watercourse into branches, which are fully consistent with the previously proposed patterns of the formation of channel forms in the open channels of Prof. K.I.Baimanov. Practice has shown that during the operation of bulk earth channels, its initial section is usually transformed into a stable parabolic section, that is, a polygonal one close to it. At the same time, the shape of a dam slope that is extremely resistant to erosion must take into account, on the one hand, the impact of turbulent flow, and on the other, the strength properties of soils (the angle of internal friction and adhesion), taking into account their heterogeneity, the impact of filtration flow, the method of dam cultivation, and others, which makes. The method for calculating the slope of dams is more complex and advanced. Here, the main role in the force effect on soil particles or aggregates is played by the limiting component of the pulsating near-bottom velocity.*

Keywords: *Earthen embankments, regulatory structures, earth dam, deformation, static and dynamic balance, hydraulic and mechanical methods, calculations of the slope stability of the dam (dams).*

УДК 532.516

ЛАМИНАРНОЕ НЕСТАЦИОНАРНОЕ ТЕЧЕНИЕ ВЯЗКОУПРУГОЙ ЖИДКОСТИ В ПЛОСКОМ КАНАЛЕ

[1]Наврузов К., [2]Шукуров З., [3]Тураев М., [4]Абдикаримов Н.

[1,4]Ургенчский государственный университет, Ургенч, Узбекистан

[2,3]Каттакурганский филиал Самаркандского государственного университета, Каттакурган, Узбекистан

Аннотация: *Решены задачи нестационарного течения вязкоупругой жидкости в плоском канале под воздействием постоянного градиента давления на основе обобщенной модели Максвелла. Решением поставленной задачи определены формулы для распределения скорости, расход жидкости и другие гидродинамические величины. На основе найденных формул проанализированны переходные процессы при нестационарном течении вязкоупругой жидкости в плоском канале. По результатам анализа было показано, что процессы перехода характеристик вязкоупругой жидкости из нестационарного состояния в стационарное, при малых значениях числа Деборы, практически не отличаются от процессов перехода ньютоновской жидкости. При значениях, превышающих число Деборы, сравнительно, на единицу, установлено, что процесс перехода вязкоупругой жидкости из нестационарного состояния в стационарное состояние носит волновой характер, в отличие от процесса перехода ньютоновской жидкости, и время перехода в несколько раз больше чем у ньютоновской жидкости. Также обнаружено, что при переходе могут возникать возмущенные процессы, происходящие в нестационарных потоках вязкоупругой жидкости, которые могут быть стабилизированы путем перемешивания в ней ньютоновской жидкости. Реализация этого свойства важна в технико-технологических процессах, в предотвращении технических сбоев или неполадок.*

Ключевые слова: *вязкоупругая жидкость; нестационарный поток; продольная скорость; расход жидкости; стационарное течение.*

Введение. Исследования совместного нестационарного течения вязкой и вязкоупругой жидкости в плоском канале под воздействием постоянного градиента давления, широко используется в технических процессах. Как известно, вязкоупругие свойства неньютоновских жидкостей существенно влияют на гидродинамические характеристики потока. Так, например, при транспортировке высоковязкой и тяжелой нефти и нефтепродуктов на большие расстояния, одной из важных задач является разработка эффективного метода снижения гидродинамического сопротивления потоков [1,2]. Особенно нестационарный поток наблюдается при пусковом и остановочном режиме рабочих органов (механизмов). В таких случаях изменение расхода жидкости и другие гидродинамические характеристики потока существенно отличается от характеристики обычных потоков ньютоновской жидкости. Однако такие потоки, кроме выше отмеченных отраслей, часто используется в различных технологических процессах, в химической технологии, в биологической механике и в акустике [3, 4].

Многие исследования [5−12] посвящены изучению нестационарных течений ньютоновских и неньютоновских, в частности, вязкоупругих жидкостей в трубах и каналах. Впервые нестационарное течение вязкой несжимаемой жидкости в цилиндрической трубе было исследовано в работах И.С.Громеки [5, 6]. В них он определил изменение скорости, расхода жидкости и касательного напряжения сдвига на стенке. С помощью этих формул можно определить время установления гидродинамических величин при течении вязкой жидкости в цилиндрической трубе. Затем эта задача была приведена во многих учебниках, как задача И.С.Громеки [7−12].

В [13] проанализированы нестационарные вязкоупругие течения жидкости Олдройда-В через бесконечную трубу круглого сечения. Жидкость движется под действием зависящего от времени градиента давления в трех следующих случаях: 1) градиент давления изменяется со временем в соответствии с экспоненциальным законом; 2) градиент давления пульсирует; 3) градиент давления постоянный. Получены формулы для распределения скорости жидкости, расхода жидкости и другие гидродинамические характеристики потока.

Нестационарные пульсирующие течения вязкой жидкости в круглой цилиндрической трубе бесконечной длины под действием гармонического изменяющего градиента давления исследованы в работе [8]. При помощи решения задачи получены расчетные формулы для распределения скорости и расхода жидкости. Численные расчеты показали, что в пульсирующем потоке при меньших значениях безразмерной частоты колебаний скорость, расход и другие гидродинамические параметры из нулевого начального состояния устанавливаются медленно, сравнительно при больших частотах колебаний и близки к параметрам не пульсирующего потока. В осциллирующем потоке при больших значениях частоты колебаний, эти параметры устанавливаются практически мгновенно.

На основе модели Максвелла рассмотрена задача нестационарного колебательного течения вязкоупругой жидкости в плоском канале [14]. Получены формулы для определения динамических и частотных характеристик. С помощью численных экспериментов изучено влияние частоты колебания и релаксационных свойств жидкости на касательное напряжение сдвига на стенке. Показано, что вязкоупругие свойства жидкости, а также ее ускорение являются ограничивающими факторами для использования квазистационарного подхода. В работах [15, 16] решены задачи нестационарных течений вязкоупругой жидкости в длинных трубах кольцевого сечения. Постоянные реологические величины вязкоупругой жидкости считались не зависящими от скорости деформирования, в этих условиях задача приводится к решению линейным дифференциальным уравнением, а ее аналитическое решение получено с помощью преобразования Лапласа. Результаты расчета проведены для жидкости с постоянными свойствами, соответствующими Ньютоновской жидкости, где развитие профилей скорости носит диффузионный характер. Скорость и касательные напряжения монотонно растут до своих стационарных значений. Упругость жидкости придает волновой характер развитию ее течения.

Ламинарные колебательные течения вязкоупругих жидкостей Максвелла и Олдройда-В были исследованы в работе [18], где демонстрируется много интересных особенностей, отсутствующих в потоках ньютоновских жидкостей. В работе [19] исследовано электрокинетическое течение вязкоупругих жидкостей в плоском канале под воздействием колебательного градиента давления. Предполагается, что движение жидкости происходит ламинарно и однонаправленно, в связи с этим движение жидкости находится в линейном режиме. Поверхностные потенциалы считается малыми, поэтому уравнение Пуассона-Больцмана линеаризуется. В течении появляется резонансное поведение, при котором преобладает упругие свойства жидкости Максвелла. Резонансное явление усиливает электрокинетические эффекты, и вместе с ними усиливается эффективность преобразования электрокинетической энергии.

В перечисленных выше работах в основном исследуются колебательные и нестационарные течения ньютоновской жидкости и определяется поле скоростей жидкости при различных режимах изменения градиента давления. Изменение максимальной продольной скорости, расхода жидкости и касательного напряжения сдвига на стенке, возникающего при движении вязкой и вязкоупругой жидкости в нестационарном потоке, мало исследовано. В большинстве случаев в гидродинамических моделях нестационарных течений жидкости заменялись последовательностью течений с квазистационарным распределением гидродинамических величин. В настоящее время вопрос правомерности исследования квазистационарных характеристик для определения поля касательных напряжений в нестационарных течениях вязкой и вязкоупругой жидкости практически не решён. Естественно, что в таких условиях возникает необходимость использования гидродинамических моделей нестационарных процессов, учитывающих изменение гидродинамических характеристик потока в зависимости от времени.

В данной статье предложено обобщение двухжидкостной модели Максвелла для совместного течения вязкой и вязкоупругой жидкости. На основе предложенной модели исследуется нестационарное совместное течение вязкой и вязкоупругой жидкости в плоском канале под воздействием постоянного градиента давления. Определяются расчетные формулы для распределения продольной скорости и расхода жидкости. Анализируются переходные процессы при пусковом режиме течения вязкой и вязкоупругой жидкости.

1. Обобщенная модель Максвелла для двухжидкостних гомогенных смесей. В большинстве работ [20−26], в том числе в работах Casanellas L., Ortin J. [18] и Ding Z., Jian Y [19] использовалась двухжидкостная модель Максвелла в одномерном пространстве в виде

$$\tau=\tau_s+\tau_p,\quad \tau_s=\eta_s\frac{\partial u}{\partial y},\ \ \lambda\frac{\partial\tau_p}{\partial t}+\tau_p=\eta_p\frac{\partial u}{\partial y},\ \ \eta=\eta_s+\eta_p,\ \ X=\frac{\eta_s}{\eta},\ \ Z=\frac{\eta_p}{\eta}. \tag{1}$$

Здесь τ – напряжение раствора; τ_s – напряжение ньютоновской жидкости; τ_p – напряжение Максвелловской жидкости; η – коэффициент динамической вязкости раствора; η_s, η_p – приведенные коэффициенты динамической вязкости Ньютоновской и Максвелловской жидкости; λ – коэффициент релаксации; $\partial u/\partial y$ – градиент скорости; X, Z – доли жидкостей Ньютона и Максвелла в динамической вязкости смеси. К сожалению, эти модели не дают информации об истинных плотностях, напряжениях, динамических и кинематических коэффициентах вязкости ньютоновской и максвелловской жидкостей. В отличие от этих исследований в данной статье для определения истинных гидродинамических величин, рассматривается репрезентативный размер элементарного объема смеси V, состоящий из объема V_1−часть, соответствующая Ньютоновской жидкости, а V_2−часть, соответствующая Максвелловской жидкости. Объемная концентрация ньютоновской жидкости в смеси определяется по формуле $a_1=V_1/V$, а объемная концентрация жидкости Максвелла в смеси по формуле $\alpha_2=V_2/V$. Здесь $\alpha_1+\alpha_2=\frac{V_1+V_2}{V}=1$. Таким же образом можно определить массовую концентрацию Ньютоновской и Максвелловской жидкости в элементарном объеме смеси V, в которой содержится M масса смеси, состоящая из M_1 – часть массы Ньютоновской жидкости, и M_2 – часть Максвелловской жидкости. Тогда массовая концентрация ньютоновской жидкости в смеси определяется по формуле $x_1=M_1/M$, а массовая концентрация жидкости Максвелла в смеси по формуле $x_2=M_1/M$. Здесь тоже $x_1+x_2=\frac{M_1+M_2}{M}=1$. Однако во всех случаях объемная и массовая концентрация не равны между собой. Поэтому необходимо определить взаимную связь между объемной и массовой концентрацией. Для этих случаев определим плотность смеси и приведённую плотность Ньютоновской и Максвелловской жидкости в виде: $\rho=\frac{M}{V},\ \rho_1=\frac{M_1}{V},\ \rho_2=\frac{M_2}{V}$. Здесь $\rho=\rho_1+\rho_2$. Таким же образом определим следующие зависимости гидродинамических величин

$$\begin{gathered}x_1=M_1/M=\frac{\rho_1}{\rho},\ x_2=M_2/M=\frac{\rho_2}{\rho},\ \rho_1=\frac{M_1}{V}=\frac{M_1V_1}{V_1V}=\rho_1^0\alpha_1,\\ \rho_2=\frac{M_2}{V}=\frac{M_2V_2}{V_2V}=\rho_2^0\alpha_2,\ \rho=\rho_1+\rho_2=\rho_1^0\alpha_1+\rho_2^0\alpha_2,\\ x_1=\frac{\rho_1}{\rho}=\frac{\rho_1^0\alpha_1}{\rho_1^0\alpha_1+\rho_2^0\alpha_2},\ \ x_2=\frac{\rho_2}{\rho}=\frac{\rho_2^0\alpha_2}{\rho_1^0\alpha_1+\rho_2^0\alpha_2}.\end{gathered} \tag{2}$$

Здесь ρ_1^0 – истинная плотность Ньютоновской жидкости, ρ_2^0 – истинная плотность Максвелловской жидкости. Иногда рассматривается процесс, когда истинные плотности Ньютоновской и Максвелловской жидкостей различаются на небольшую величину, при этом скорости этих жидкостей считаются одинаковыми, а их касательные напряжения и коэффициенты динамической и кинематической вязкости могут существенно различаться.

Такие смеси жидкостей включают в себя, например, артериальную кровь и некоторые физиологические жидкости, мутную воду и чистую воду, полимерную жидкость и другие смеси с ньютоновской жидкостью. Обычно такие двухжидкостные смеси называются двухкомпонентными гомогенными смесями жидкостей одинаковой скорости [27]. Поскольку истинные плотности Ньютоновской и Максвелловской жидкостей различаются друг от друга небольшой величиной, а также плотностью смеси, т.е. $\rho \approx \rho_1^0 \approx \rho_2^0$, то в этом случае объемная и массовая концентрации жидкости почти равны. Но касательные напряжения значительно отличаются друг от друга, тогда можно выразить касательное напряжение смеси следующим образом: $\tau = \alpha_1\tau_1^0 + \alpha_2\tau_2^0$. Здесь τ_1^0 – касательное напряжение ньютоновской жидкости; τ_2^0 – касательное напряжение Максвелловской жидкости. Коэффициенты динамической и кинематической вязкости смеси аналогично можно выразить: $\eta = \alpha_1\eta_1^0 + \alpha_2\eta_2^0, \nu = \alpha_1\nu_1^0 + \alpha_2\nu_2^0$. Здесь η_1^0, ν_1^0 – истинные динамические и кинематические вязкости ньютоновской жидкости; η_2^0, ν_2^0 – истинные динамические и кинематические вязкости Максвелловской жидкости. На основании вышеизложенных соображений сформируем реологическое уравнение смеси ньютоновской и максвелловской жидкостей в декартовой координате в виде:

$$\begin{gathered} \tau = \alpha_1\tau_1^0 + \alpha_2\tau_2^0, \quad \tau_1^0 = \eta_1^0 \frac{\partial u}{\partial y}, \quad \lambda \frac{\partial \tau_2^0}{\partial t} + \tau_2^0 = \eta_2^0 \frac{\partial u}{\partial y}, \quad \eta = \alpha_1\eta_1^0 + \alpha_2\eta_2^0, \\ \tau = \alpha_1\eta_1^0 \frac{\partial u}{\partial y} + \alpha_2\eta_2^0 \frac{1}{1+\lambda D}\frac{\partial u}{\partial y} = \eta\left(\frac{\alpha_1\eta_1^0}{\eta} + \frac{\alpha_2\eta_2^0}{\eta}\frac{1}{1+\lambda D}\right)\frac{\partial u}{\partial y} = \eta\left(X + Z\frac{1}{1+\lambda D}\right)\frac{\partial u}{\partial y}. \end{gathered} \tag{3}$$

Здесь $\partial u/\partial y$–градиент скорости смеси; λ – коэффициент релаксации; $D=\partial/\partial t$; X – величина, определяемая по формуле $X = \alpha_1\eta_1^0/\eta$, т.е. доля динамической вязкости ньютоновской жидкости в смеси, Z – величина, определяемая по формуле $Z = \alpha_2\eta_2^0/\eta$, то есть доля динамической вязкости жидкости Максвелла в смеси.

Нестационарное течение вязкой и вязкоупругой несжимаемой жидкости в плоском канале.

Постановка задачи и метод решения. На основе предложенной двухжидкостной модели Максвелла рассматрим решение задачи нестационарного течения вязкой и вязкоупругой несжимаемой жидкости между двумя неподвижными параллельными плоскостями, простирающимися в обе стороны до бесконечности. Обозначим расстояние между стенками через $2h$. Ось $0x$ проходит горизонтально по середине канала вдоль потока. А ось $0y$ направлена перпендикулярно к оси $0x$. Дифференциальное уравнение движения вязкой и вязкоупругой несжимаемой жидкости имеет следующий вид [7−12]

$$\begin{cases} \rho\dfrac{\partial u}{\partial t} = -\dfrac{\partial p}{\partial x} - \dfrac{\partial \tau}{\partial y}, \quad \tau = \alpha_1\tau_1^0 + \alpha_2\tau_2^0, \\ \tau_1^0 = -\eta_1^0\dfrac{\partial u}{\partial y}, \quad \lambda\dfrac{\partial \tau_2^0}{\partial t} + \tau_2^0 = -\eta_2^0\dfrac{\partial u}{\partial y} \end{cases}, \tag{4}$$

где u – продольная скорость смеси; p – давление смеси; ρ – плотность смеси; τ – касательная напряжения смеси; t – время. Подставляя второе, третье и четвертое уравнение в первую систему уравнений (4), для определения скорости жидкости, получаем уравнение

$$\rho\frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}\left(\alpha_1\eta_1^0\frac{\partial u}{\partial y} + \alpha_2\eta_2^0\frac{1}{1+\lambda D}\frac{\partial u}{\partial y}\right), \tag{5}$$

Чтобы решить уравнение (5), необходимо сформулировать начальные и граничные условия. Считаем, что до момента t=0, жидкость находится в покое. С момента t=0 жидкость движется за счет положительного постоянного градиента давления $\partial p/\partial x$=const. В данном случае начальное условие и условие прилипания на стенке будут иметь вид:

$$u=0 \text{ при } t=0,\ u=0 \text{ при } y=h,\ u=0 \text{ при } y=-h \tag{6}$$

Проводя преобразование Лапласа-Карсона, т.е. переходя от оригинала к изображению в уравнении (5), а также используя начальные и граничные условия (6), получим:

$$\frac{d^2\bar{u}(y,s)}{dy^2}+\frac{i^2\rho s}{\eta\eta*(s)}\bar{u}(y,s)=\frac{1}{\eta\eta*(s)}\frac{d\bar{p}(x)}{dx}. \tag{7}$$

Здесь $\eta*(s)=(\frac{\alpha_1\eta_1^0}{\eta}+\frac{\alpha_2\eta_2^0}{\eta}\frac{1}{1+s\lambda})=(X+Z\frac{1}{1+s\lambda})$

Используя граничные условия (6), получим решение уравнения (7) для определения скорости в виде:

$$\bar{u}(y,s)=\frac{1}{\rho s}\left(-\frac{d\bar{p}(x)}{dx}\right)\left(1-\frac{cos\left(i\sqrt{\frac{\rho s}{\eta\eta*(s)}}y\right)}{\cos\left(i\sqrt{\frac{\rho s}{\eta\eta*(s)}}h\right)}\right). \tag{8}$$

Ползуясь формулой обращения преобразования Лапласа-Карсона для определения скорости жидкости, получим следующее интегральное выражение:

$$u(y,t)=\frac{1}{2\pi i}\int\limits_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty}e^{st}\frac{1}{\rho s}\left(-\frac{dp(x)}{dx}\right)\left(1-\frac{cos\left(i\sqrt{\frac{\rho s}{\eta\eta*(s)}}y\right)}{\cos\left(i\sqrt{\frac{\rho s}{\eta\eta*(s)}}h\right)}\right)\frac{ds}{s} \tag{9}$$

Для вычисления интеграла (9) с комплексными переменными надо установить вычеты под интегральное выражение. Приравнивая знаменатель нулю и учитывая, что корни косинуса являются действительными числами, найдем:

$$s=0 \quad \text{и} \quad s=-\nu\frac{s_{1,2,n}}{h^2} \tag{10}$$

Здесь $S_{1,2,n}$ есть решение трансцендентного уравнения

$$\cos\left(i\sqrt{\frac{\rho s}{\eta\eta*(s)}}h\right)=0 \tag{11}$$

Все полюсы уравнения (11) будут простыми, поэтому мы можем воспользоваться разложением мероморфной функции на простые дроби в виде

$$\frac{F_1(s)}{F_2(s)}=\frac{\left(-\frac{dp}{dx}\right)\left(\cos\left(i\sqrt{\frac{\rho s}{\eta\eta*(s)}}h\right)-cos\left(i\sqrt{\frac{\rho s}{\eta\eta*(s)}}y\right)\right)e^{st}}{\rho s^2\cos\left(i\sqrt{\frac{\rho s}{\eta\eta*(s)}}h\right)}=\frac{C_0}{s}+\sum_{i=1}^{2}\frac{C_{i,n}}{s-s_{i,n}} \tag{12}$$

Для определения вычета C_0 мы должны умножить обе части равенства (12) на S а затем устремить S к нулю, а для $C_{i,n}$ надо умножить (12) на разность $S-S_{in}$ и устремить S к значению S_{in}. В этом случае для определения параметра S_{in} получается квадратное уравнение, имеющие два корня, которые могут быть действительными или комплексно-сопряженными

$$De\bar{s}^2 - \bar{s}(1 + XDea_0^2) + a_0^2 = 0\,. \tag{13}$$

Здесь $a_0 = \dfrac{2n+1}{2}\pi,\ De = \dfrac{\lambda\nu}{h^2}$ − число Деборы характеризует релаксационное свойство вязкоупругой жидкости.

Таким образом, находим решение уравнение (5) в следующем виде:

$$u(y,t) = \frac{h^2}{2\eta}\left(-\frac{dp(x)}{dx}\right)\left[\left(1-\frac{y^2}{h^2}\right) + 32\sum_{n=1}^{\infty}\sum_{i=1}^{2}\frac{(-1)^n \cos\left(\left(\dfrac{2n+1}{2}\right)\pi\dfrac{y}{h}\right)e^{-\frac{\nu}{h^2}\bar{s}_{in}t}}{(2n+1)^3\pi^3\dfrac{1-2De\bar{s}_{in}+De^2\bar{s}_{in}^{\,2}X}{(1-s_{in}De)^2}}\right. \tag{14}$$

$$\frac{u(0,t)}{u_0} = 1 + 32\sum_{n=1}^{\infty}\sum_{i=1}^{2}\frac{(-1)^n e^{-\frac{\nu}{h^2}\bar{s}_{in}t}}{(2n+1)^3\pi^3\dfrac{1-2De\bar{s}_{in}+De^2\bar{s}_{in}^{\,2}X}{(1-\bar{s}_{in}De)^2}}. \tag{15}$$

Здесь $u_0 = \dfrac{h^2}{2\eta}\left(-\dfrac{dp(x)}{dx}\right)$ максимальная скорость при стационарном течении Ньютоновской жидкости. Выражение (14) указывает на то, что при стремлении t к бесконечности распределение скорости становится параболическим. Таким образом решение задачи о стационарном движении жидкости между параллельными стенками получается из решения задачи о нестационарном движении при обращении t в бесконечность.

Числовые расчеты и обсуждение. С использованием полученных формул (14) и (15) проведены числовые расчеты по установлению нестационарных процессов гидродинамических характеристик при нестационарном течении вязкоупругой жидкости. Для удобства сравнения случаев ньютоновской жидкости и вязкоупругой жидкости проведем сначала исследование Ньютоновской жидкости. Формулы для расчета в случае ньютоновской жидкости получаются из формулы (11) при $\lambda = 0,\ \eta^*(s) = 0,\ X = 1,\ Z = 0$.

В этом случае решение трансцендентного уравнения имеет вид:

$$\cos\left(i\sqrt{\frac{\rho s}{\eta}}h\right) = 0,\ \left(i\sqrt{\frac{\rho s}{\eta}}h\right) = \frac{2n+1}{2}\pi,\ \ s = -\frac{\nu}{h^2}\bar{s},\ \ \bar{s} = \frac{(2n+1)^2}{4}\pi^2 \tag{16}$$

При помощи этих выражений из формулы (15) можно найти расчетные формулы для исследования ньютоновской жидкости:

$$\frac{u(0,t)}{u_{0\max}} = 1 + 32\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(-1)^n}{(2n+1)^3\pi^3}e^{-\frac{\nu}{h^2}\frac{(2n+1)^2}{4}\pi^2 t} \tag{17}$$

На основе формулы (17) произведены числовые расчеты и на рис.1 показаны графики изменения отношения максимальной скорости нестационарного потока к максимальной скорости стационарного потока в зависимости от времени. Видно, что относительная максимальная скорость при нестационарном течении ньютоновской жидкости, в зависимости от времени, монотонно увеличивается до величины, соответствующей стационарному течению.

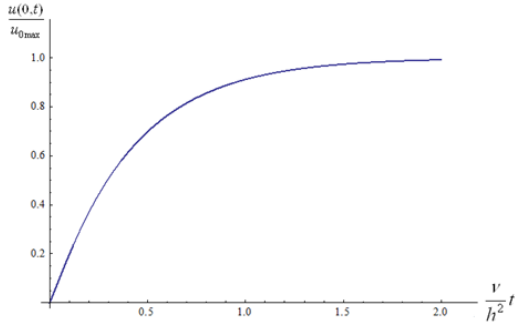


Рис.1 Изменение во времени отношения максимальной скорости жидкости к максимальной скорости стационарного профиля при нестационарном течении ньютоновской жидкости

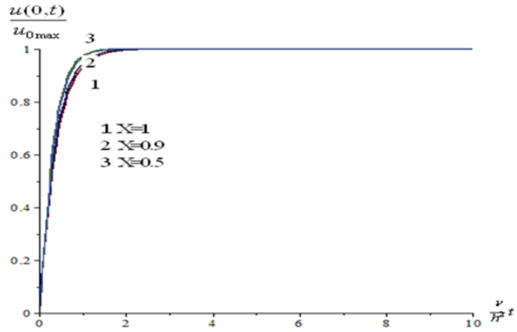


Рис.2. Изменение во времени отношения максимальной скорости смеси к максимальной скорости стационарного профиля при нестационарном течении смеси (когда число Дебора De=0.1, и при различных значениях концентрации ньютоновской жидкости)

Информация о процессе перехода ньютоновской жидкости из нестационарного режима течения к стационарному приведена во многих литературных источниках [7−12]. Но сам процесс перехода вязкоупргих жидкостей из нестационарного течения в стационарное исследован недостаточно. Существующие работы [15,16] также посвящены нестационарным движениям вязкоупругой жидкости в некоторых кольцевых трубах, решение которых основано на методе конечных разностей. Ниже мы приводим анализ задачи, решенной на основе обобщенной двухжидкостной модели Максвелла. Для этого мы используем формулы (14) и (15). На основе полученных формул проанализирован процесс перехода из нестационарного состояния к стационарному состоянию. В данном случае решением квадратного уравнения (10) определяются корни $S_{1n,2n}$, входящие в формулы (14) и (15). Известно, что квадратное уравнение (13), имеет два корня: действительные разные, действительные равные и комплексные сопряженные

$$s_{1n}=\frac{1+XDea_0^2+\sqrt{1-2Dea_0^2(X-2)+X^2De^2a_0^4}}{2De},\ s_{2n}=\frac{1+XDea_0^2-\sqrt{1-2Dea_0^2(X-2)+X^2De^2a_0^4}}{2De} \quad (18)$$

Для того чтобы, корни квадратного уравнения были действительными необходимо, чтобы дискриминант $1-2Dea_0^2(X-2)+X^2De^2a_0^4$ в формулах (18) был равенно или больше нуля. При таких условиях решение (15) не изменяется. Анализ формулы (15) предоставлен на рис. 2.

Из рис.2, видно, что в данном случае процессы нестационарности в потоке вязкой и вязкоупругой жидкости практически ничем не отличаются от процессов нестационарности в ньютоновской жидкости. В этом случае вместо нестационарности потока вязкоупругой жидкости, можно принять процесс установления нестационарного потока ньютоновской жидкости. Теперь рассмотрим случай, когда корни квадратного уравнения (13) состоят из комплексных сопряженных корней. Этот случай наблюдается, когда дискриминант уравнение (13) меньше, чем нуль. В этом случае решение квадратного уравнения определяется сдедующем образом.

$$s_{1n}=\frac{1+XDea_0^2+i\sqrt{2Dea_0^2(2-X)-X^2De^2a_0^4-1}}{2De}=a+bi,\ s_{2n}=\frac{1+XDea_0^2-i\sqrt{2Dea_0^2(2-X)-X^2De^2a_0^4-1}}{2De}=a-bi$$

Здесь $a=\dfrac{1-XDea_0^2}{2De},\ b=\dfrac{\sqrt{2Dea_0^2(2-X)-X^2De^2a_0^4-1}}{2De}$,

В данном случае решение (15) имеет следующий вид;

$$\frac{u(0,t)}{u_0}=1+32\sum_{n=0}^{\infty}\frac{2(-1)^{n+1}e^{-\frac{\nu}{h^2}a_nt}}{(2n+1)^3\pi^3(M_2^2+N_2^2)}\left(M_3\cos b_n\frac{\nu}{h^2}t+N_3\sin b_n\frac{\nu}{h^2}t\right). \quad (19)$$

Здесь

$$M_1 = 1 - 2a_n De + a_n^2 De^2 - b_n^2, \; N_1 = 2a_n b_n - 2b_n De$$

$$M_2 = 1 - 2a_n De + a_n^2 De^2 X - De^2 b_n^2 X, \; N_2 = 2a_n b_n De^2 X - 2b_n De$$

$$M_3 = M_1 M_2 + N_1 N_2, \; N_3 = -(M_1 N_2 - M_2 N_1)$$

Используя формулу (19), анализируем результаты численного расчета нестационарного течения вязкой и вязкоупругой жидкости, когда решение уравнения (18) состоит из комплексных сопряженных корней. На рис.3 показано изменение во времени отношения максимальной скорости к максимальной скорости стационарного профиля при нестационарном течении смеси (когда число Деборы имеет значение De=3 и при различных значениях концентрации ньютоновской жидкости). Из рис.3 видно, что при переходе из нестационарного состояния в стационарное при течении смеси проявляются волны (в отличие от ньютоновской жидкости и времени перехода в вязкоупругую жидкость) в несколько раз больше, чем время перехода ньютоновской жидкости.

В качестве основной причины резкого увеличения гидродинамических величин в процессе перехода вязкоупругой жидкости, можно назвать силу инерции, учитываемую в модели Максвелла. Нетрудно видеть, что если убрать действие силы инерции, то она ничем не отличается от ньютоновской жидкости. Эффект силы инерции объясняется наличием числа Дебора, то есть релаксации. Увеличение числа Дебора превышает расход вязкоупругой жидкости в 4.5-5 раз по сравнению с расходом ньютоновской жидкости в переходном процессе. Это изменения представлены на рис.3. Отсюда видно, что при больших числах Дебора, процесс перехода вязкоупругой жидкости из нестационарного состояния в стационарное состояние носит волновой вид, в отличие от процесса перехода ньютоновской жидкости, и время перехода в несколько раз больше, чем время перехода ньютоновской жидкости. Было обнаружено также, что в переходе могут возникать возмущенные процессы, которые будет стабилизированы путем перемешивания в нем ньютоновской жидкости. Реализации этого свойства важно в технических и технологических процессах, в предотвращении технических сбоев или неполадок.

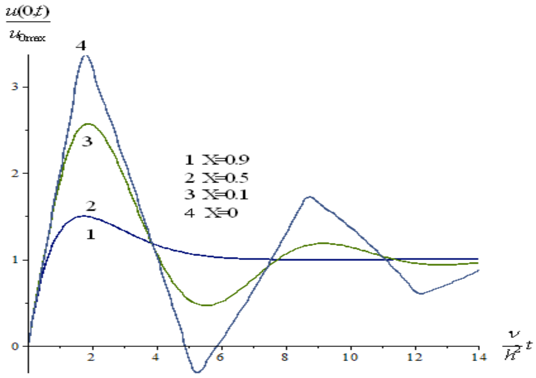


Рис. 3. Изменение во времени отношения максимальной скорости смеси к максимальной скорости стационарного профиля при нестационарном течении смеси (когда число Дебора De=3, и при различных значениях концентрации ньютоновской жидкости)

Заключение. На основе предложенной двухжидкостной модели Максвелла решена задача о нестационарном течении вязкоупругой жидкости под воздействием постоянного градиента давления в плоском канале. Для решения задачи применены преобразования Лапласа-Карсона, определены формулы для распределения профиля скорости, расхода жидкости в нестационарном потоке вязкоупругой жидкости. На основе установленных формул проанализированы процессы перехода характеристик вязкоупругой жидкости в плоском канале из нестационарного состояние в стационарное. По результатам анализа было показано, что переходные процессы нестационарного течения вязкоупругой жидкости при малых значениях числа Дебора, отличаются не принципиально от переходного процесса в ньютоновской жидкости. При значениях, превышающих число Деборы, сравнительно, на единицу, установлено, что процесс перехода вязкоупругой жидкости из нестационарного состояния в стационарное состояние носит волновой вид, в отличие от процесса перехода ньютоновской жидкости, и время перехода в несколько раз больше, чем у времени перехода ньютоновской жидкости. Было обнаружено также, что в переходе могут возникать возмущенные процессы, которые будет стабилизированы путем перемешивания в нем ньютоновской жидкости. Реализации этого свойства важна в технических и технологических процессах, в предотвращении технических сбоев или неполадок.

ЛИТЕРАТУРА

[1] *Акилов Ж.А.* Нестационарные движения вязкоупругих жидкостей. Ташкент. Фан, 1982. −104 с.

[2] *Хужаёров Б.Х.* Реологические свойства смесей. Самарканд. Согдиана, 2000. −192 с.

[3] *Мирзаджанзаде А.Х., Караев А.К., Ширинзаде С.А.* Гидравлика в бурении и цементировании нефтяных и газовых скважин. Москва. Недра, 1977. −328 с.

[4] *Наврузов К., Тураев М., Шукуров З.* Пульсирующие течения вязкоупругой жидкости в плоском канале на основе обобщенной модели максвелла/ Материалы Международной научно-практической конференции «РАХМАТУЛИНСКИЕ ЧТЕНИЯ»: Ташкент, 2023. С.75-76. Begjanov A., Shukurov Z., Yuldoshev B. (2023). Pulsating flow of stationary elastic-viscous fluids in flat-wall channel. E3S Web of Conferences. 401. 10.1051/e3sconf/202340101030.

[5] *Begjanov A., Shukurov Z., Yuldoshev B.* (2023). Pulsating flow of stationary elastic-viscous fluids in flat-wall channel. E3S Web of Conferences. 401. 10.1051/e3sconf/202340101030.

[6] *Громека И.С.* О скорости распространения волнообразного движения жидкости в упругих трубах: Сбор. соч. Москва. Изд.АН СССР, 1952. – с. 172–183.

[7] *Лойцянский Л.Г.* Механика жидкости и газа. Москва. Дрофа, 2003. −840.

[8] Файзуллаев Д.Ф., Наврузов К. Гидродинамика пульсирующих потоков. Ташкент. Фан, 1986. – 192 с.

[9] *Колесниченко В.И., Шарифулин А.Н.* Введение в механику несжимаемой жидкости. Пермь. Изд.Пермского нац. иссл. полит. университета, 2019. – 127 с.

[10] *Слезкин Н.А.* Динамика вязкой несжимаемой жидкости. Москва. Гостехиздат, 1956. – 520 с.

[11] *Тарг С.М.* Основные задачи теории ламинарных течений. – М.: Гостихиздат, 1954. – 420 с.

[12] *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. Москва. Наука, 1974. – 712 с.

[13] *Хассан А., Абу-Эль, Эль-Мэгэури Э.М.* Нестационарные осевые вязкоупругие потоки жидкости Олдройда-В в трубе. В книге Реология - новые концепции, приложения и методы. Издатель InTech., 2013, гл. 6. С. 91–106.

[14] *Navruzov K., Sharipova Sh.B.* Tangential Shear Stress in an Oscillatory Flow of a Viscoelastic incompressible fluid in a plane Channel // Fluid Dynamics. 2023. vol. 58, No. 3, pp.360−370.

[15] *Шульман З.П., Хусид Б.М.* Нестационарные процессы конвективного переноса в наследственных средах. Минск. Наука и техника, 1983. – 256 с.

[16] *Ding Z., Jian Y.* Electrokinetic oscillatory flow and energy microchannelis: a linear analysis // J. Fluid. Mech. 2021. Vol. 919, A20, pp.1−31.

[17] *Наврузов К., Бегжанов А.Ш., Шарипова Ш.Б., Жумаев Ж.* Математическое моделирование гидродинамического сопротивления в колебательном потоке вязкоупругой жидкости // Известия вузов. Математика. 2023. №8, С.45−55.

[18] *Navruzov K., Turaev M., Shukurov Z.* Pulsating flows of viscous fluid in channel for given harmonic fluctuation of flow rate / E3S Web of conferences 401. 02010/ 2023 (CONMECHYDREO-2023). P.1-8.

[19] *Наврузов К., Мирзоев А.А., Шарипова Ш.Б.* Пульсирующее течение упруговязкой несжимаемой жидкости в плоском канале // Проблемы механики. 2023. №2, С.83−90.

[20] *Navruzov K., Rajabov S., Ashurov M.* Mathematical modeling of hydrodynamic resistance an oscillatory flow of a viscoelastic fluid / E3S Web of conferences 401. 02026/ 2023 (CONMECHYDREO-2023). P.1-10.

[21] *Тазюков Ф.Х ., Кутузова Э.Р., Снигерев Б.А., Гарифуллин Ф.А.* Течение крови в кровеносных сосудах с аневизмом // Российский журнал биомеханики. 2018. Т.22, №1, С. 345−360

[22] *Navruzov K., Turayev M., Shukurov Z.* Pulsating flows of viscous fluid in flat channel E3S / Web of Conferences 401, 02010 (2023) CONMECHYDRO – 2023. https://doi.org/10.1051/e3sconf/202340102010

[23] *Наврузов К., Шарипова Ш.Б.* Касательное напряжение сдвига при колебательном течении вязкоупругой несжимаемой жидкости в плоском канале // Механика жидкости и газа, 2023. №3. – С. 47-58.

[24] *Нигматулин Р.И.* Основы механики гетерогенных сред. Москва. Наука, 1978. −336 с.

Дата поступления
08.01.2024

Наврузов К., Шукуров З., Тураев М., Абдикаримов Н. Ясси каналдаги эластик ёпишқоқ суюқликнинг ламинар ностационар оқими.

Аннотация: *Мақолада текис каналдаги қовушоқэластик суюқликнинг доимий босим градиенти таъсиридаги ностационар оқими жараёнлари умумлаш(тирил)ган Максвелл модели асосида ўрганилган. Масалани ечиш натижасида суюқлик сарфи, оқим тезлиги ва бошқа гидродинамик миқдорлар формулалари аниқланди. Топилган формулалар асосида қовушоқэластик суюқликнинг текис каналдаги ностационар оқимидаги жараёнлар ўзгариши таҳлил қилинди. Натижаларга кўра Дебор сонининг кичик қийматларида қовушоқэластик суюқлик оқимининг ностационар ҳолатдан стационар ҳолатга ўтиш жараёнларида оқим параметралари ва хусусиятлари Нютон суюқлиги параметрларидан деярли фарқ қилмаслиги кўрсатилган. Дебор рақамлари бирдан катта бўлса, ўтиш жараёнлари тўлқинли характерга эга эканлиги ва ўтиш вақти Нютон суюқлигидаги миқдорлардан бир неча марта катта бўлиши аниқланади. Шунингдек, ўтиш жараёнларида босим ва бошқа параметрларнинг аномал қийматларининг пайдо бўлиши ва унинг олдини олиш унга Ньютон суюқлигини аралаштириш йўли билан амалга ошириш, яъни оқим барқарорлашишини таъминлаш мумкинлиги аниқланди. Бундай барқарорликка эришиш техник ва технологик жараёнларда муҳим аҳамиятга эга, яъни техник носозликлар, босим ёки бошқа параметрларнинг аномал ўзгаришларининг олдини олиш мумкинлигини кўрсатади.*

Калит сўзлар: *қовушоқ эластик суюқлик; нотурғун (ностационар) оқим; бўйлама тезлик; суюқлик оқими (сарфи); турғун оқим.*

Navruzov K., Shukurov Z., Turaev M., Abdikarimov N. Laminar non-stationary flow of elastic adhesive fluid in a flat channel.

Annotation: *The problems of unsteady flow of a viscoelastic fluid in a flat channel under the influence of a constant pressure gradient are solved based on the generalized Maxwell model. By solving the problem, formulas for velocity distribution, fluid flow and other hydrodynamic quantities were determined. Based on the formulas found, transient processes during unsteady flow of a viscoelastic fluid in a flat channel are analyzed. Based on the results of the analysis, it was shown that the processes of transition of the characteristics of a viscoelastic fluid from an unsteady state to a stationary state, at small values of the Debor's d number, practically do not differ from the transition processes of a Newtonian fluid. When Debor's numbers exceed unity, it is established that the process of transition of a viscoelastic fluid from an unsteady state to a stationary state is of a wave nature, in contrast to the transition process of a Newtonian fluid, and the transition time is several times longer than that of a Newtonian fluid. It was also discovered that during the transition, disturbed processes can arise and they, occurring in unsteady flows of a viscoelastic fluid, can be stabilized by mixing the Newtonian fluid in it. The implementation of this property is important in technical and technological processes, in preventing technical failures or malfunctions.*

Key words*: viscoelastic fluid; unsteady flow; longitudinal velocity; fluid flow; steady flow.*

УДК 685.011.56:677(075.8)

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЕТРОТУРБИНЫ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ COMSOL

Хамдамов М.М., Музаффаров С.А.

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

E-mail: mmhamdamov@mail.ru

Аннотация: *В статье приведены результаты моделирования течения воздуха при турбулентном режиме обтекания ветрового устройства в виде профилей и полей давления и скорости. Моделирование проводилось с помощью программного комплекса COMSOL. Полученные профиль осевой скорости, коэффициент давления вокруг лопасти и мгновенного коэффициента мощности одной лопасти при использовании модели переходной SST хорошо согласуются с экспериментальными данными. Приведены значения коэффициента мощности C_p устройства, полученные с привлечение различных моделей турбулентности. При математическом моделировании обтекания ветряной турбины с вертикальной осью можно использовать переходную SST модель турбулентности, которая позволяет получить удовлетворительные результаты.*

Ключевые слова: *ветряная турбина с вертикальной осью (VAWT); обтекание воздушным потоком; уравнения Навье-Стокса; модели турбулентности; численное моделирование; вычислительный и стендовый эксперимент; поле субстанций; коэффициенты давления и мощности.*

Введение. С течением времени, когда ископаемое топливо исчерпывается, возобновляемые источники энергии привлекают все больше внимания из-за их безопасного воздействия на окружающую среду, а также способности к восполнению и устойчивости. Ветроэнергетика является одним из важнейших возобновляемых источников энергии. Исследование показывает, что установленная ветровая мощность увеличивается более чем на 30% каждый год. Улучшение конструкции ветряных турбин включает в себя множество параметров, которые необходимо учитывать при оптимизации. Экспериментальный анализ сложен и не всегда осуществим. Но численное моделирование позволяет анализировать различные параметры с меньшей сложностью. В этой работе выполнено 3D CFD-моделирование ветряной турбины с вертикальной осью. Перед моделированием было проведено независимое от сетки и времени исследование не только для проверки результата, но и для уменьшения вычислительных усилий. Для моделирования использовался подход модели скользящей сетки, который учитывает вихри, генерируемые лопастями, проходящими против ветра на лопастях вниз по потоку в отличие от чрезмерно упрощенной модели движущейся системы отсчета (MRF). Модель переходного SST использовалась в качестве модели турбулентности, которая использует преимущества моделей k–ε и k–ω, обеспечивая лучшие результаты моделирования. По результатам моделирования была получена кривая зависимости коэффициента мощности (C_p) от соотношения скоростей наконечника λ, которая была проверена на соответствие существующим экспериментальным данным, доступным в литературе. Знания, в конечном итоге, могут привести к разработке улучшенных 3D-технологий симуляции.

Это также можно использовать для оптимизации конструкции и изучения производительности ветряных турбин. Стационарное CFD-моделирование, основанное на подходе среднего Рейнольдса Навье-Стокса (RANS), было проведено для модели ветряной турбины с вертикальной осью (VAWT) и сравнено с экспериментальными данными, чтобы оценить точность этих моделей при моделировании следящего потока ветряной турбины с вертикальной осью. Модели можно разделить на две категории: полностью разработанные модели (стандартная модель, реализуемая модель k–ε и модель SST k–ω) и переходные модели (модель перехода k–ε и модель перехода SST).

Глобальный спрос на энергию, который постоянно растет, в последние годы резко возрос. Спрос развивающихся стран возглавляет этот список. Развивающиеся страны, такие как Узбекистан, сейчас ищут более чистые способы удовлетворения этого спроса. В настоящее время на долю Узбекистана приходится лишь 3% возобновляемой энергии от общего энергетического баланса [1]. Однако Бангладеш приняла генеральные планы развития сектора *k–kl–ω* возобновляемой энергетики. В настоящее время треть производства электроэнергии зависит от импортного ископаемого топлива, которое стоит дорого. Около 65% выработки электроэнергии зависит от запасов природного газа страны, который находится на грани истощения. В этих обстоятельствах внедрение возобновляемых источников энергии для удовлетворения настоящего и будущего спроса неизбежно.

Исследования и промышленность работают над оптимизацией конструкции ротора VAWT (ветрогенератора с вертикальной осью), чтобы улучшить его характеристики. VAWT имеет некоторые преимущества по сравнению с HAWT (ветрогенератора с горизонтальной осью). Лю, Линь и Чжан [2] рассмотрели коммерческую жизнеспособность VAWT. Макфи и Бейен [3] сосредоточились на роторах Дарье и Савониуса и до 2012 года работали над обширными исследованиями последних работ по проектированию роторов и их испытаниям. Их работа также отражает преимущество VAWT в автономных и мелкомасштабных приложениях. Но при работе по оптимизации конструкции необходимо учитывать множество параметров, и экспериментирование не всегда осуществимо. В результате моделирование приобретает все большее значение, и многие исследователи работают над улучшением моделирования VAWT. Гасемиан, Ашрафи и Седагат [4] рассмотрели различные методы моделирования CFD для Darrieus VAWT.

Однако очень важно провести дополнительную проверку, прежде чем результатам моделирования можно будет доверять. Бедон и др. [5] рассмотрели множество баз данных аэродинамических коэффициентов, которые используются для моделирования VAWT. Сравнение с результатами моделирования показало значительное расхождение, поэтому разработчикам рекомендуется принять общие практические соображения, прежде чем принимать решение о надежности моделирования. Таким образом, тщательная проверка остается важным шагом для моделирования VAWT.

Другой подход – это аналитический подход, который может быть достаточно сложным. Мохаммед и др. [6] суммировали и рассмотрели различные модели импульса. Модели импульса включают модель с двойным потоком (DMST), модель с несколькими потоками (MST) и модель с одним потоком (SST). Модели, отличные от моделей импульса, включают вихревую модель и каскадную модель [7].

Многие модели турбулентности разработаны и до сих пор изучаются с целью усовершенствования, позволяющего отразить сложное и неуправляемое поведение турбулентности. Резаиха, Монтазери и Блокен [8] сравнили семь широко используемых моделей турбулентности вихревой вязкости для моделирования VAWT в CFD. Модели включают от одного до четырех уравнений, а именно: реализуемые *k–ε*, Spalart-Allmaras, RNG *k–ε*, SST *k–ω*, SST *k–ω* с дополнительной перемежающейся переходной моделью (SSTI), переходные SST (TSST) *k–ω* модели и *k–kl–ω* модели. Кроме того, сравнение включает в себя невязкое моделирование. Аэродинамика лопаток, мощность турбины и след турбины изучаются. Были использованы модели несжимаемых нестабильных URANS с высокой точностью. Анализ показывает, что результаты моделирования очень чувствительны к модели турбулентности, что особенно справедливо для коэффициента мощности турбины C_p. Согласно полученным результатам, модели *k–kl–ω*, SA, RNG *k–ε* и реализуемые *k–ε* не могут воспроизвести аэродинамические характеристики VAWT. Только модели типа SST (TSST, SSTI и SST *k–ω*) демонстрируют рациональный компромисс со всеми экспериментальными данными, с рекомендуемыми переходными типами SST *k–ω* (SSTI и TSST), особенно в переходном режиме течения. В этом исследовании модель переходного SST использовалась для 3D-моделирования VAWT.

Результаты показывают, что большинство моделей прогнозировали мощность турбины с небольшими отклонениями. Для ближней области за турбиной все модели показывают завышение дефицита скорости. Полностью турбулентные модели показывают точное предсказание профиля скорости в дальней области. Переходные модели недооценивали дефицит скорости. Недостаток моделей проявляется явно при оценке интенсивности турбулентности и турбулентной кинетической энергии. Понимание недостатков этих моделей может помочь переформулировать их условия для повышения эффективности.

Физико-математическая постановка задачи. Рассмотрено трехмерное турбулентное обтекание ветрового генератора с вертикальной осью с четырьмя лопастями (крыльями). Физическая картина исследуемого течения и конфигурация расчетных полей показаны на рис. 1.

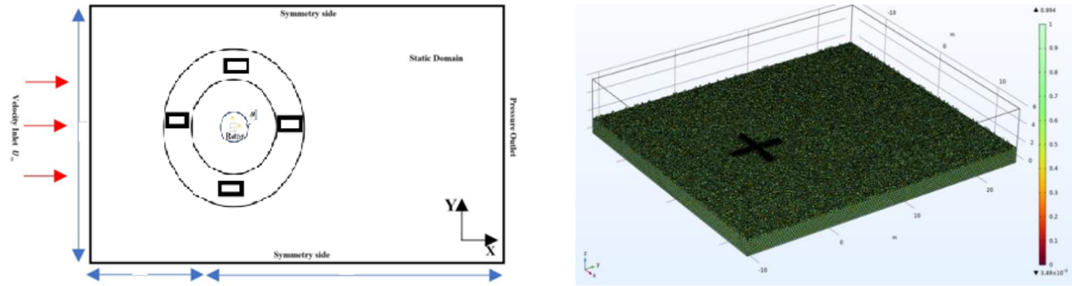


Рис. 1. Схема расчетных областей: обтекание профиля с четырьмя лопастями

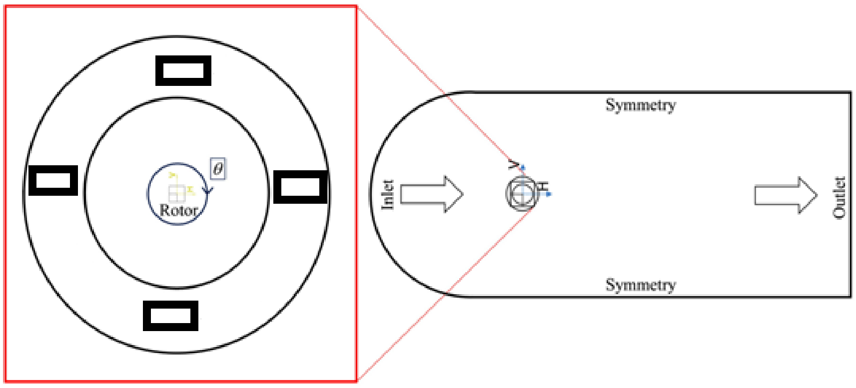


Рис. 2. Геометрия обтекаемого профиля

Управляющие уравнения. В настоящем исследовании для моделирования потока выбраны усредненные уравнения Навье-Стокса (RANS). Усредненные уравнения формулируются путем замены мгновенной скорости в точных уравнениях Навье-Стокса на сумму средней скорости U и пульсирующей скорости, что дает (1) и (2) в обозначениях Эйнштейна [9] с учетом стационарного предположения.

Все задачи гидродинамики основаны на трех фундаментальных физических принципах:

-уравнение непрерывности (сохранения) массы;

-уравнение сохранения и переноса импульса;

-уравнение сохранения и переноса энергии.

Закон сохранения массы. Принцип сохранения массы гласит, что скорость поступления массы в жидкий элемент (объем) равна скорости увеличения массы жидкого элемента (объема) [10], поэтому для сжимаемой жидкости можно записать:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div\left(\rho \bar{u}\right) = 0, \tag{1}$$

где ρ – плотность жидкости, а $\bar{u}$ – вектор скорости в декартовых координатах. Несжимаемая жидкость, например, имеет постоянную плотность: $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$, так что

$$div\,\bar{u} = 0. \tag{2}$$

Или

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \tag{3}$$

где компоненты скорости $\bar{u}$ – это u, v и w.

Уравнение сохранения и переноса импульса. Второй закон Ньютона гласит, что сумма сил, действующих на частицы жидкости, равна скорости изменения импульса. Поверхностные силы можно разделить на независимые составляющие, а объемные силы можно разделить как исходные составляющие [10]. Уравнения количества движения в трех направлениях можно получить, выразив напряжения как давления на контрольный объем. В результате x-, y- и z-компоненты уравнения количества движения составляют:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}+div(\rho uu)=\frac{\partial(-p+\xi_{xx})}{\partial x}+\frac{\partial \xi_{yx}}{\partial y}+\frac{\partial \xi_{zx}}{\partial y}+S_{Mx}, \tag{4}$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t}+div(\rho vu)=\frac{\partial \xi_{xy}}{\partial x}+\frac{\partial(-p+\xi_{yy})}{\partial y}+\frac{\partial \xi_{zy}}{\partial z}+S_{My}, \tag{5}$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t}+div(\rho wu)=\frac{\partial \xi_{xz}}{\partial x}+\frac{\partial \xi_{yz}}{\partial y}+\frac{\partial(-p+\xi_{zz})}{\partial z}+S_{Mz}; \tag{6}$$

где S_{Mx}, S_{My} и S_{Mz} – это объемные силы (исходные составляющие), например, значение массовых сил, вызванных гравитацией, будет равно объемным силам (исходный член), [10] S_{Mx}=0, S_{My}=0, $S_{Mz}= -\rho g$. Уравнения Навье-Стокса используются для расчета, в т.ч. составляющих напряжений.

Уравнение сохранения и переноса энергии. Уравнение энергии выведено из первого закона термодинамики, который гласит, что скорость изменения энергии частицы жидкости равна сумме скорости подвода тепла и скорости работы, совершаемой частицей [10]. Таким образом, уравнение энергии можно записать:

$$\begin{aligned}&\frac{\partial(\rho i)}{\partial t}+div(\rho iu)=-p\,div\,u+div(k\,grad\,T)+\\&+\xi_{xx}\frac{\partial u}{\partial x}+\xi_{yx}\frac{\partial u}{\partial y}+\xi_{zx}\frac{\partial u}{\partial z}+\xi_{xy}\frac{\partial v}{\partial x}+\xi_{yy}\frac{\partial v}{\partial y}+\xi_{zy}\frac{\partial v}{\partial z}+\\&+\xi_{xz}\frac{\partial w}{\partial x}+\xi_{yz}\frac{\partial w}{\partial y}+\xi_{zz}\frac{\partial w}{\partial z},\end{aligned} \tag{7}$$

где T – температура, i –внутренняя энергия, k – теплопроводность, S_i – новый исходный термин $S_i=S_E–S_k$, в котором S_E – источник энергии, а S_k – источник механической (кинетической) энергии.

Следовательно, уравнение сохранения и переноса энергии для сжимаемой жидкости можно записать в виде:

$$\begin{aligned}&\frac{\partial(\rho h_0)}{\partial t}+div(\rho h_0 u)=div(k\,grad\,T)+\frac{\partial \rho}{\partial t}+\\&+\frac{\partial(u\xi_{xx})}{\partial x}+\frac{\partial(u\xi_{yx})}{\partial y}+\frac{\partial(u\xi_{zx})}{\partial z}+\frac{\partial(v\xi_{xy})}{\partial x}+\frac{\partial(v\xi_{yy})}{\partial y}+\frac{\partial(v\xi_{zy})}{\partial z}+\\&+\frac{\partial(w\xi_{xz})}{\partial x}+\frac{\partial(w\xi_{yz})}{\partial y}+\frac{\partial(w\xi_{zz})}{\partial z}+S_h.\end{aligned} \tag{8}$$

Здесь S_h – источник энтальпийной энергии; h_0 – удельная полная энтальпия.

Уравнения Навье-Стокса. В предыдущих уравнениях компоненты вязкого напряжения (ξ_{ij}) являются некоторыми неизвестными переменными. Для большинства потоков жидкости эти значения могут быть сформулированы путем предоставления соответствующей модели, которая выражается как функция локальной скорости деформации. В трехмерных течениях локальная скорость деформации складывается из линейной и объемной скоростей деформации [10]. В случае сжимаемых течений закон вязкости Ньютона состоит из двух постоянных вязкостей: динамической вязкости, связанной с линейными деформациями, и объемной вязкости, связанной с объемными деформациями.

В результате три из шести компонент вязкого напряжения являются постоянными, а шесть – переменными. Эти элементы описываются следующим образом:

$$\xi_{xx}=2\mu\frac{\partial u}{\partial x}+\lambda\,div\,u, \tag{9}$$

$$\xi_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \, div u, \tag{10}$$

$$\xi_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \, div u, \tag{11}$$

$$\xi_{xy} = \xi_{yx} = \mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right), \tag{12}$$

$$\xi_{xz} = \xi_{zx} = \mu\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right), \tag{13}$$

$$\xi_{yz} = \xi_{zy} = \mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right). \tag{14}$$

Подставив выражения (12) – (14) в уравнения (4) – (6), мы придем к уравнениям Навье-Стокса:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + div(\rho u u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + div(\mu \, grad \, u) + S_{Mx}, \tag{15}$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + div(\rho v u) = -\frac{\partial p}{\partial y} + div(\mu \, grad \, v) + S_{My}, \tag{16}$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + div(\rho w u) = -\frac{\partial p}{\partial z} + div(\mu \, grad \, w) + S_{Mz}. \tag{17}$$

Моделирование турбулентности. Турбулентный поток – это очень неустойчивый поток жидкости (газа или жидкости), в котором различные свойства, такие как скорость, постоянно колеблются в разных направлениях. Уравнения, описывающие такой поток, очень сложные, нелинейные и зависят от времени. Очень сложно использовать уравнения Навье-Стокса для этих течений, поскольку уравнения трехмерные. В результате для расчета промышленных потоков чаще всего используют усредненный подход Рейнольдса к уравнениям Навье-Стокса.

Часто используются уравнения (RANS). Уравнения RANS получаются путем взятия среднего значения различных свойств, таких как среднее давление, средние скорости, средние напряжения и т.д., и включения их в уравнения Навье-Стокса. Следовательно, уравнения с (15) по (17) становятся:

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + div(\rho U U) = -\frac{\partial P}{\partial x} + div(\mu \, grad \, U) + \left[-\frac{\partial\left(\rho \overline{u'^2}\right)}{\partial x} - \frac{\partial\left(\rho \overline{u'v'}\right)}{\partial y} - \frac{\partial\left(\rho \overline{u'w'}\right)}{\partial z} \right] + S_{Mx}, \tag{23}$$

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + div(\rho V U) = -\frac{\partial P}{\partial y} + div(\mu \, grad \, V) + \left[-\frac{\partial\left(\rho \overline{u'v'}\right)}{\partial x} - \frac{\partial\left(\rho \overline{v'^2}\right)}{\partial y} - \frac{\partial\left(\rho \overline{v'w'}\right)}{\partial z} \right] + S_{My}, \tag{24}$$

$$\frac{\partial(\rho W)}{\partial t}+div(\rho WU)=-\frac{\partial P}{\partial z}+div(\mu\, grad\, W)+$$
$$+\left[-\frac{\partial\left(\rho\overline{u'w'}\right)}{\partial x}-\frac{\partial\left(\rho\overline{v'w'}\right)}{\partial y}-\frac{\partial\left(\rho\overline{w'^2}\right)}{\partial z}\right]+S_{Mz}, \tag{25}$$

где:

$$U=u-u',\, V=v-v',\, W=w-w',\, P=p-p',$$

U,V,W – осредненные компоненты вектора скорости; u',v',w' – пульсирующие компоненты вектора скорости и p' – колеблющаяся составляющая давления.

Турбулентные напряжения, также известные как напряжения Рейнольдса, добавляются в уравнение для компонентов средней скорости *U, V, W*.

О.Рейнольдс подчеркивает, что $\overline{u_i u_j}$ представляет влияние турбулентности на средний поток. Для моделирования рейнольдсовых напряжений были разработаны два подхода: модели вихревой вязкости и модели рейнольдсовых напряжений (RSM) [11]. В нашем исследовании мы использовали стандартные модели *k–ε*, реализуемые *k–ε,* SST *k–ω, k–kl–ω* перехода и переходные модели SST, которые все основаны на первом подходе. Модели вихревой вязкости основаны на гипотезе Буссинеска, предполагающей, что турбулентность приводит к дополнительному эффекту вязкости, напоминающему эффект молекулярной вязкости, т.е. напряжения Рейнольдса коррелируют со средней скоростью деформации в потоке как в выражениях:

$$\tau_{ij}=-\rho\overline{u_i' u_j'}=\mu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij}, \tag{26}$$

где μ_t – турбулентная вязкость, которую можно рассчитать многими методами.

Стандартная модель *k-ε*. Дополнительные два уравнения сформулированы для моделирования турбулентной вязкости, идентифицированной Буссинеском. Эти два уравнения представляют производство и разрушение турбулентной кинетической энергии:

$$\mu_t=\rho c_\mu\frac{k^2}{\varepsilon}, \tag{27}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\delta_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M+S_k, \tag{28}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\delta_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+C_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}+S_\varepsilon, \tag{29}$$

где μ – молекулярная вязкость, G_k– интенсивность генерации кинетической энергии турбулентности из-за градиентов средней скорости; G_b – генерация кинетической энергии турбулентности из-за плавучести; Y_M – вклад флуктуирующей дилатации в сжимаемой турбулентности в общую скорость диссипации; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ и C_μ – константы; δ_k и δ_ε – турбулентные числа Прандтля для *M* и *N* соответственно; S_k и S_ε – исходные термины, определяемые пользователем. И $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $C_\mu=0.09$, $\delta_k=1$, $\delta_\varepsilon=1.3$.

Для случаев малого значения числа Рейнольдса, таких как пристеночная граница, уравнения (27), (28) и (29) умножаются на функции демпфирования, которые гарантируют, что вязкие напряжения преобладают над напряжениями Рейнольдса. Но он показал ненадежность в различных приложениях.

Дароци и др. [12] исследовали различные модели турбулентности для моделирования турбины Х-Дарье. При сравнении их с экспериментальными исследованиями было обнаружено, что модели SST k–ε и k–ω показали лучшие результаты для 2D-моделирования. Хауэлл и др. [13] применили k–ε как для 2D, так и для 3D-моделирования, и было замечено, что, хотя лучшие результаты были получены при 3D-моделировании, модель k–ε переоценила коэффициент производительности при 2D-моделировании. Унтаройу и др. [14] использовали стандартную k–ε модель для изучения самозапускающегося поведения турбины Дарье как в 2D, так и в 3D-моделировании, но оба не смогли оценить поведение, особенно 3D-моделирование. Поэтому было рекомендовано не использовать эту модель для оценки самозапускающегося поведения VAWT и, главным образом, для 3D-моделирования.

Реализуемая k–ε модель. Чтобы преодолеть недостатки стандартной модели, было получено улучшенное уравнение для скорости диссипации, более того, $C\mu$ сформулировано как переменное, а не постоянное значение, чтобы избежать математической нереализуемости для случаев высокой средней скорости деформации [19] предложили модель, которая делает $C\mu$ разумным для скорости деформации, образования турбулентности (k) и диссипации турбулентности (ε). Для получения более подробных уравнений рекомендуется ознакомиться с [17] и [19].

Стандарт k–ω модель. В (стандартной) модели k–ω Уилкокса скорость диссипации в модели k–ε заменяется частотой турбулентности, в результате чего вихревая вязкость принимает форму уравнения (30). Рейнольдсовые напряжения рассчитываются аналогично модели k–ε, где k и ω моделируются по (31) и (32).

$$\mu_t = \rho\alpha^* \frac{k}{\omega}, \tag{30}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho k u_i\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \delta_k \mu_t\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + Y_k + S_k, \tag{31}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho \omega u_i\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \delta_\omega \mu_t\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega; \tag{32}$$

где G, Y, S – это производственные, диссипационные и исходные условия соответственно.

Вихревая вязкость μ_t умножается на коэффициент α^*, чтобы скорректировать ее значение при низких числах Рейнольдса.

Модель Уилкокса k–ω хорошо работает для течений в пограничном слое с неблагоприятными градиентами давления, но имеет трудности в случае внешнего течения из-за ее зависимости от значения частоты турбулентности набегающего потока ω на входной границе [15].

Эта модель представляет собой комбинацию двух моделей – моделей турбулентности k–ε и k–ω. [16]. Макнотон, Биллард и Ревелл [17] провели сравнение различных моделей турбулентности, чтобы оценить структуру турбулентного потока. Они заметили, что при малых числах Рейнольдса правильно можно сделать прогноз относительно передних вихревых образований. Эдвардс, Анджело Данао и Хауэлл [18] изучали коэффициент подъемной силы лопасти, используя различные модели, и эта модель дала наилучший результат. Альмохаммади и др. [19] изучили поведение динамического срыва лопасти, используя две разные модели, и заметили, что срыв в этой модели происходит позже, чем в модели переходного SST.

Модель SST k–ω. Плавный переход между стандартной моделью k–ε и моделью k–ω Уилкокса достигается за счет функций смешивания, которые активируют модель k–ω вблизи пристеночной области и модель k–ε в дальней зоне для повышения производительности.

В работе [20] Ментер разработал и предложил модель SST k–ω, сохраняющую напряжения Рейнольдса и уравнение переноса k, такую же, как модель k–ω Уилкокса, но модифицированное ε -уравнение:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho \omega u_j\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \delta_\omega \mu_t\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega. \tag{33}$$

Здесь G, Y, D, S – это производство, диссипация, перекрестная диффузия и исходные условия соответственно. Подробная формулировка всех терминов представлена в [17]. Выше было упомянуто, что скорость деформации (S) содержит важную функцию, называемую функцией смешивания

$F1$. Его значение определяет, включен ли k–ω или модель k–ε Вихревая вязкость определяется по (34), чтобы предотвратить возникновение чрезмерной турбулентности в условиях застоя с помощью ограничителя $F2$:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \frac{1}{\left[\dfrac{1}{\alpha^*}, \dfrac{SF_2}{a_1 \omega} \right]}, \tag{34}$$

$$S = f\left(F_1\right). \tag{35}$$

Араб и др. [21] изучили характеристики самозапуска турбины и заметили, что на аэродинамические характеристики турбины может влиять история поля потока. Было также замечено, что инерция ротора может влиять на характеристики самозапуска турбин. Бальдуцци и др. [22] исследовали эффекты трехмерного течения с использованием этой модели. Было замечено, что эффекты трехмерного потока влияют на крутящий момент лопасти на 8.6%, что в конечном итоге определяет энергоэффективность. Лам и Пенг [23] сосредоточились на характеристиках следа турбины как на 2D, так и на 3D моделях. Было замечено, что 2D-модели не могут удовлетворительно оценить характеристики. В целом, полностью турбулентная модель RANS демонстрирует тенденцию к переоценке мощности из-за прогнозирования напряженных явлений. Следовательно, в этом исследовании использовалась модель переходного SST с целью получения лучших результатов.

Модель перехода SST. Модификации были применены к модели SST k–ω, расширяющей ее применимость к ламинарным, переходным и полностью турбулентным потокам. Переходная модель SST представляет собой модель четырех уравнений переноса (k, ω, γ, $Re_{\theta t}$). k и ω (36) и (37) имеют ту же формулу, что и модель SST k–ω, но три члена изменяются в зависимости от режима течения. Этими терминами являются производство, диссипация и функция смешивания $F1$:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho k u_i\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \delta_k \mu_t \frac{\partial k}{\partial x_j}\right)\right] + \gamma G_k - Y_k^* + S_k, \tag{36}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho \omega u_i\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \delta_\omega \mu_t \frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right)\right] + G_\omega - Y_\omega^* + D_\omega + S_\omega. \tag{37}$$

Здесь γ выражает перемежаемость турбулентности. Для ламинарного течения $\gamma=0$; следовательно, срок производства равен нулю. Для $\gamma=1$ производственный термин такой же, как и в модели SST k–ω, т.е. полностью турбулентная модель. Наконец, если $0 < \gamma < 1$, то оно переходное. Y_{k^*} – это модифицированный термин рассеивания, в котором ограничитель используется для демпфирования и рассеивания любых колебаний набегающего потока. Функция смешивания $F1$ модифицирована для правильного переключения между моделями k–ω и k–ε.

Два дополнительных уравнения переноса γ и $Re_{\theta,t}$ полны эмпирических и экспериментальных постоянных, которые необходимо определять, где $Re_{\theta,t}$ – критерии начала перехода, в терминах числа Рейнольдса толщины импульса.

Модель перехода k–kl–ω. Модель с тремя уравнениями переноса была представлена Уолтерсом и Чоклятом [24]. Модель основана на модели k–ω, модифицируя два уравнения переноса k и ω. Третье уравнение переноса представляет собой уравнение ламинарной кинетической энергии (kL), которое было сформулировано для прогнозирования небольших флуктуаций в области потока с низким числом Рейнольдса перед переходным пограничным слоем. Авторы продемонстрировали, что уравнения основаны на физическом подходе, что снижает потребность в эмпирических уравнениях.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho k_T u_i\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\nu + \frac{\delta_T}{\delta_k}\right)\frac{\partial k_T}{\partial x_j}\right] + P_{kT} + R + R_{NAT} - \omega k_T - D_T, \tag{38}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho k_L u_i\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\nu \frac{\partial k_L}{\partial x_j}\right] + P_{kL} - R - R_{NAT} - D_L, \tag{39}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho\omega u_i\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\nu+\frac{\delta_T}{\delta_\omega}\right)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]+C_{\omega1}\frac{\omega}{k_T}P_{kT}+$$
$$+\left(\frac{C_{\omega R}}{f_w}-1\right)\frac{\omega}{k_T}\left(R+R_{NAT}\right)+C_{\omega3}f_\omega\alpha_T f_w^2\frac{\sqrt{k_T}}{d^3}. \qquad (40)$$

Расчетные сетки. В настоящей работе использовалось утолщение сетки вблизи поверхности турбины (рис. 3).

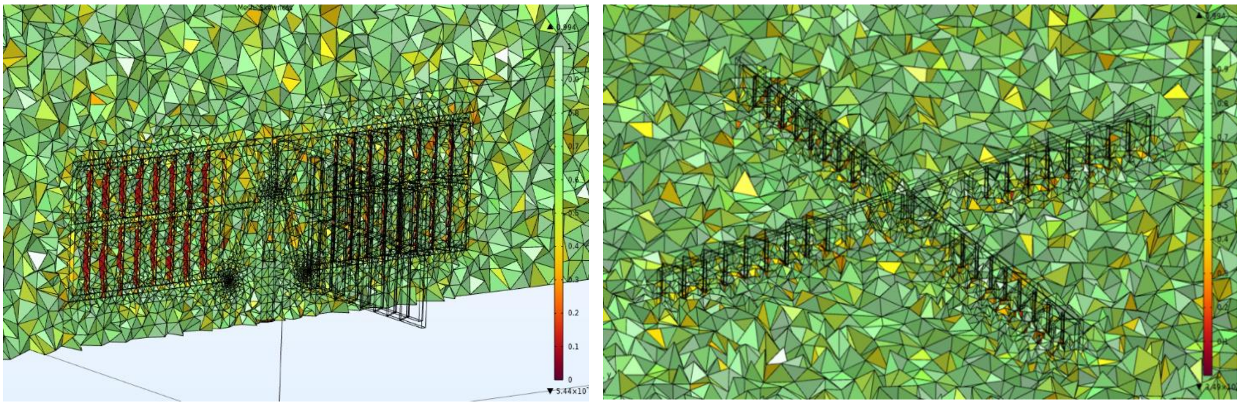


Рис. 3. Расчетная сетка

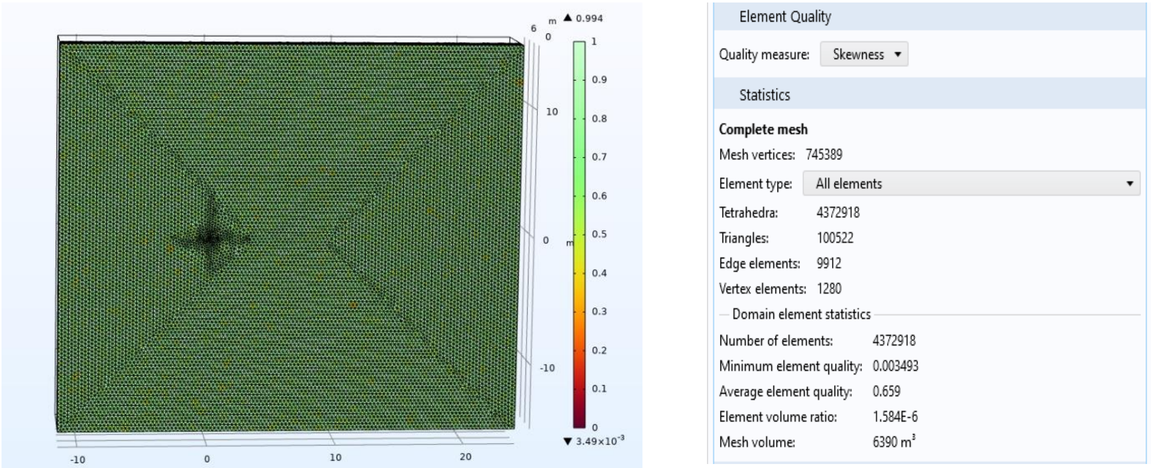


Рис. 4. Асимметрия сетки

Для обтекания профиля использовалась расчетная сетка размером 745389. Для системы уравнений (1) задаются очевидные граничные условия прилипания на твердых стенках. На выходе принимаются условия экстраполяции для всех параметров. На входе применены равномерные профили продольной составляющей скорости с $V_x=U$, поперечная составляющая скорости и давление принимались равными нулю: $V_y=P=0$. Также на вход программы подаются значения относительных скоростей (возмущений): $\vartheta_x=0.005$, $\vartheta_y=0$.

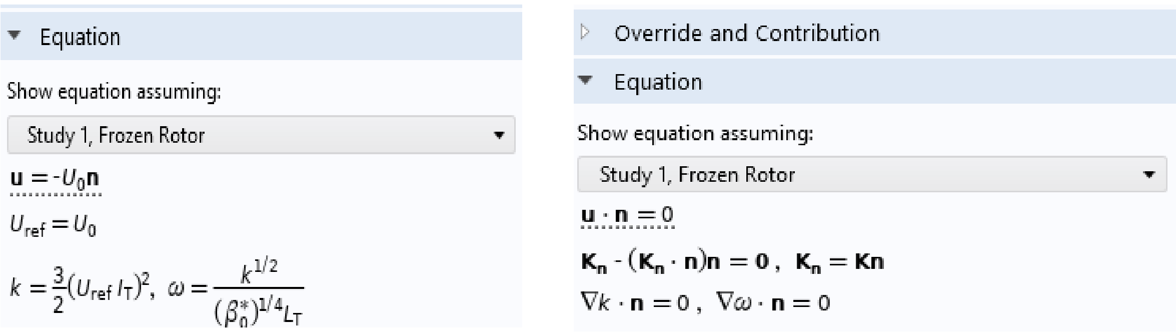


Рис.5. Входные условия и введение вида уравнения

Числовая настройка. Моделирование проводилось с помощью программного комплекса COMSOL. Решатель на основе давления использовался со связанной схемой связи давления и скорости. Для импульса, кинетической энергии турбулентности и скорости диссипации турбулентности была принята схема против потока второго порядка точности. Критерии сходимости были установлены как 10^{-4} для уравнения неразрывности и 10^{-5} для остальных уравнений. Для контроля схождения были установлены отчеты о моменте и тяге на несущем винте.

Переходные модели дают более точные оценки по сравнению с полностью разработанными моделями благодаря их способности обнаруживать явления разделения, особенно в диапазоне умеренных числах Рейнольдса, как в нашем случае (Re = 10^5). Этот вывод согласуется с [25], в котором переходная SST сравнивалась с полностью турбулентной моделью для прогнозирования характеристик VAWT.

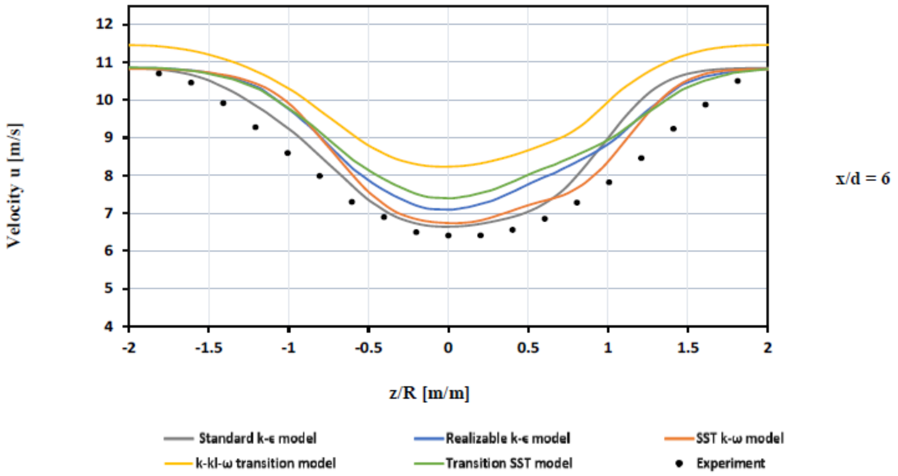


Рис. 6. Профиль осевой скорости по вертикали сзади турбины и снизу при x/d = 6

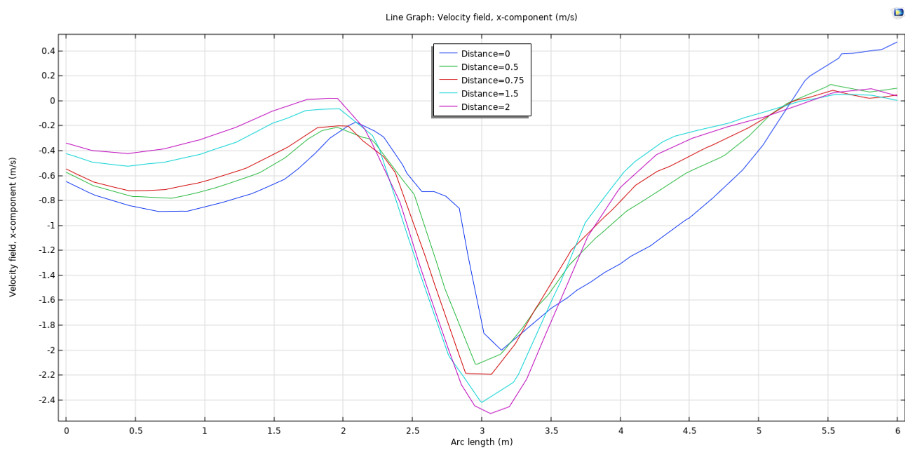


Рис. 7. Линейный график поля скорости x-компоненты при U_0=4 м/с

Рис. 8. Продольная составляющая скорости в середине крыла U_0=4 м/с

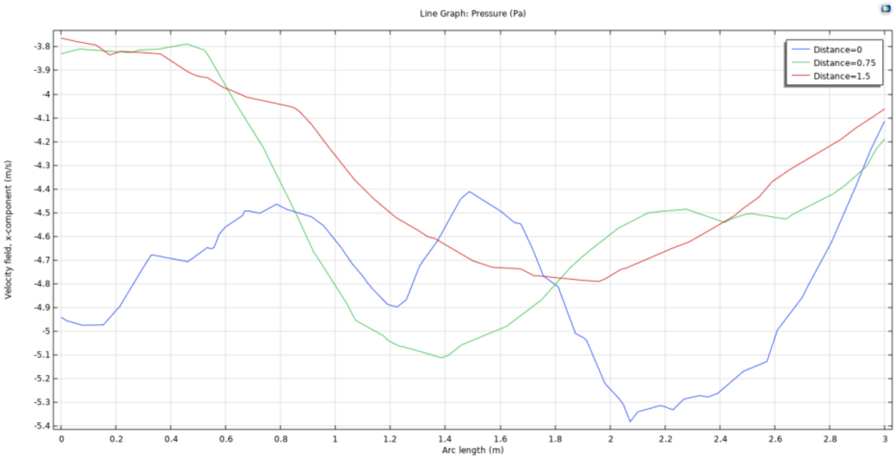


Рис. 9. Распределение давления в середине крыла при U_0=4 м/с

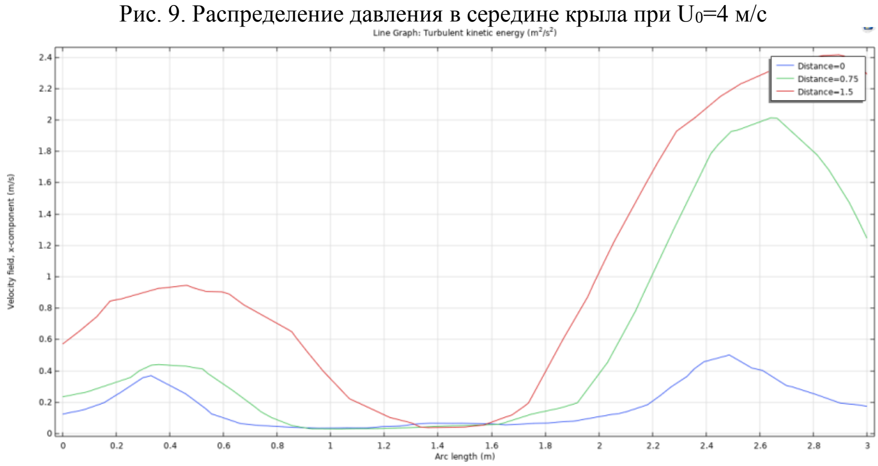


Рис.10. Распределение кинетической энергии турбулентности в середине крыла при U_0=4 м/с

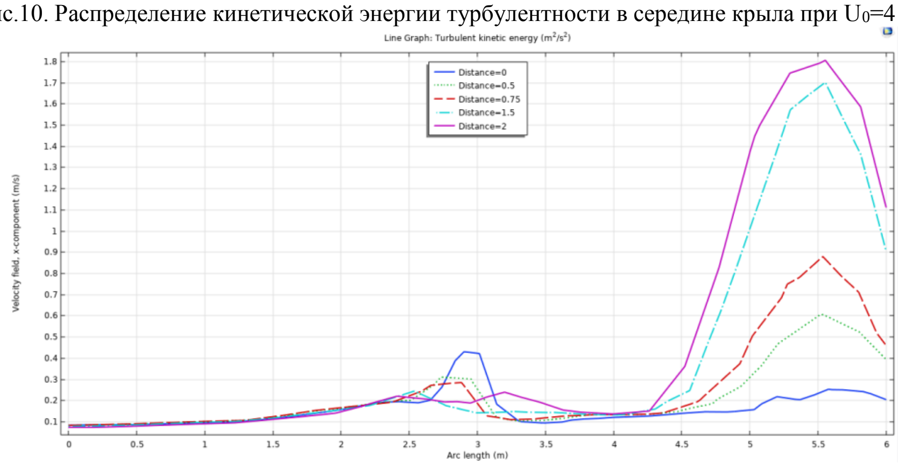


Рис. 11. Распределение кинетической энергии турбулентности в середине крыла при U_0=8 м/с

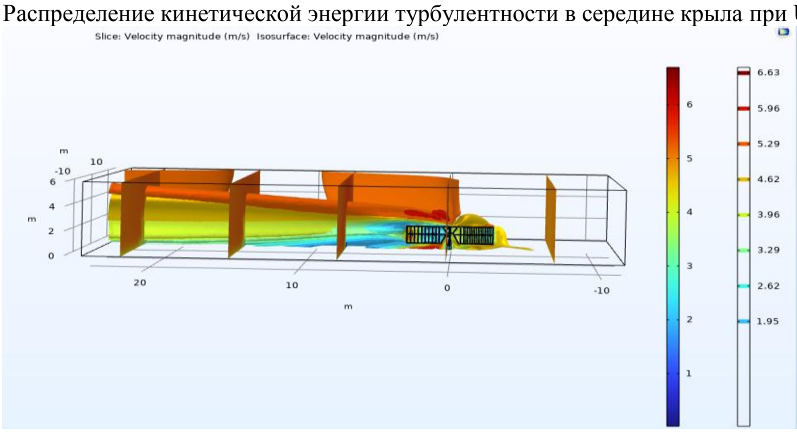


Рис. 12. Интервалы изменения модуля вектора скорости в разных срезах при U_0=5 м/с

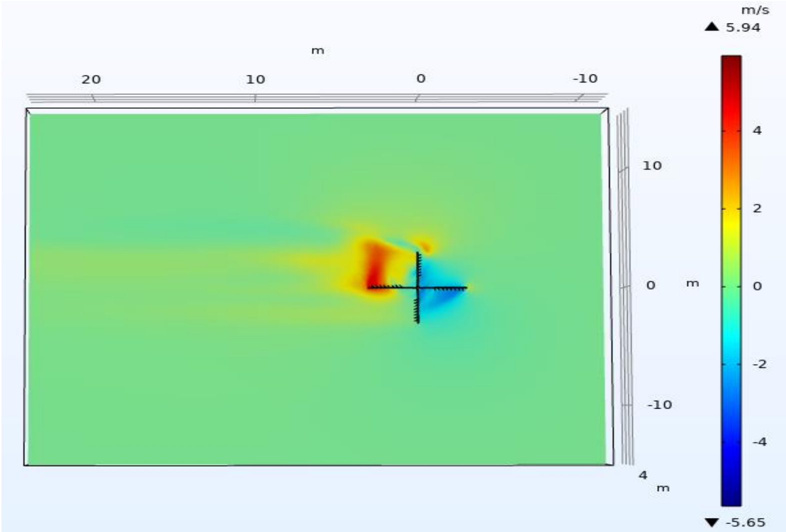


Рис. 13. Горизонтальный срез поля x-компоненты (м/с) (U_0=4 м/с)

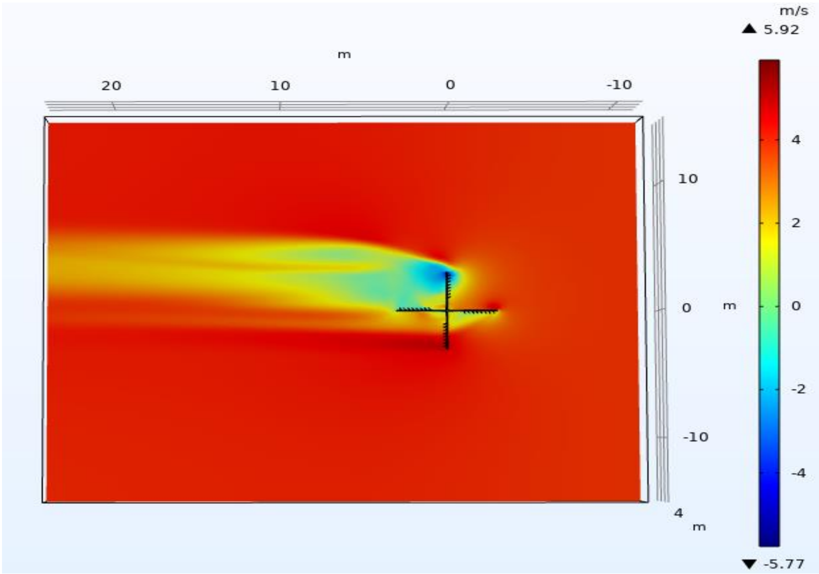


Рис. 14. Срез: поле скорости y-компоненты V (м/с) (U_0=4 м/с)

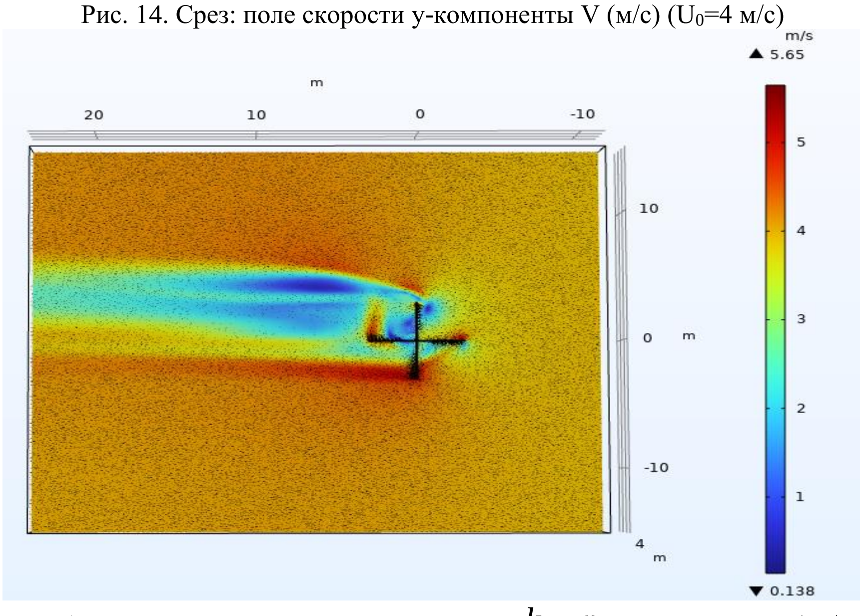


Рис.15. Поверхность: величина скорости по $k-\omega$ модели при U_0=4 м/с

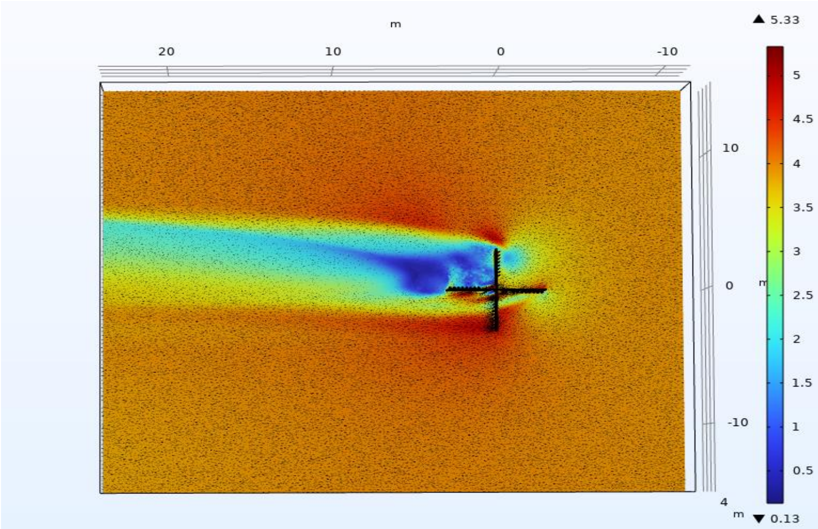


Рис. 16. Поверхность: величина скорости по k–ε модели при U_0=4м/с

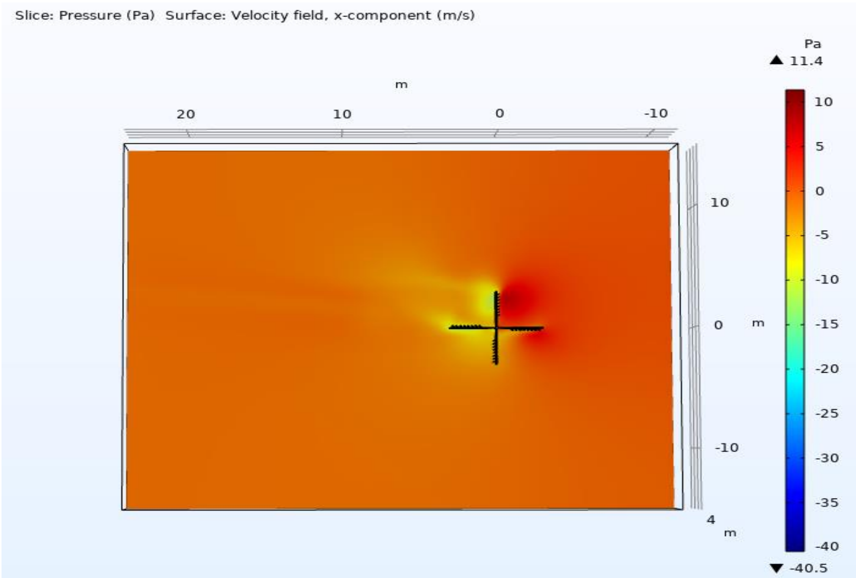


Рис.17. Давление при U_0=4 м/с

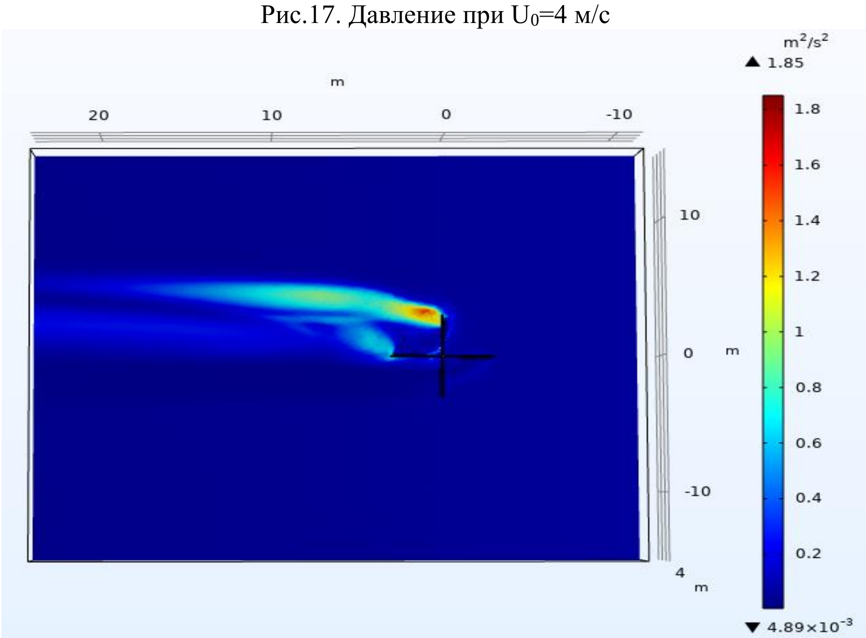


Рис.18. Турбулентная кинетическая энергия при U_0=4 м/с

В зависимости от характера изучаемого случая COMSOL позволяет использовать различные модели турбулентности. В этом случае использовался перенос сдвигового напряжения (SST), как и в большинстве публикаций, посвященных VAWT. Модель турбулентности SST представляет собой модель с четырьмя уравнениями, которая объединяет модели с двумя уравнениями k–ε и k–ω. Источник [26] показывает, что SST дает лучшие значения для типа потока, ожидаемого при VAWT. Значения по умолчанию для COMSOL не были изменены [27].

Условия для ветровых турбин. При проектировании ветряных турбин TSR, то есть передаточное число наконечников, является одним из наиболее важных факторов, которые следует учитывать. Это отношение скорости кончиков лопастей ветряной турбины к скорости ветра. Передаточное отношение законцовки зависит от ряда факторов, таких как количество лопастей турбины, тип ветряной турбины и профиль аэродинамического профиля лопасти

$$TSR = \frac{\omega r}{\vartheta}, \tag{41}$$

где ω – скорость вращения турбины в рад/сек, r – радиус ротора, ϑ – скорость относительного ветра.

Коэффициент мощности и его расчет. Коэффициент мощности C_p – важный фактор, который очень часто используется для оценки производительности ветряных турбин. Это часть энергии ветра, которая производится в виде электрической продукции (зависит от параметров ветра и скорости ротора):

$$C_p = \frac{P_t}{P_a} = \frac{M\omega}{0.5\rho A\vartheta^3}. \tag{42}$$

Общий момент M рассчитывается в программном комплексе COMSOL с использованием коэффициента момента C_m, который задается как:

$$C_m = \frac{M}{0.5\rho A\vartheta^2 L}. \tag{43}$$

C_p можно рассчитать по C_m:

$$C_p = \frac{0.5\rho\vartheta^2 AL\omega C_m}{0.5\rho A\vartheta^3} = C_m\frac{\omega L}{\vartheta}. \tag{44}$$

В процессе моделирования значение A соответствует диаметру турбины, а значение L соответствует радиусу турбины. Применение этих изменений к этому равенству дает:

$$C_p = C_m\frac{\omega R}{\vartheta}. \tag{45}$$

Используя определение передаточного числа наконечников (TSR), находим:

$$C_p = C_m\lambda. \tag{46}$$

Выходная мощность. Значения коэффициентов мощности и тяги приведены в табл.1. Уравнения (47) и (48) показывают, что коэффициент мощности представляет собой отношение мощности, извлекаемой турбиной к располагаемой мощности в набегающем воздухе, а коэффициент тяги представляет собой отношение осевой силы, действующей на ротор, к динамической силы ветра:

$$C_p = \frac{P}{0.5\rho U_{ref}^3 A}, \tag{47}$$

$$C_T = \frac{T}{0.5\rho U_{ref}^2 A}. \tag{48}$$

Здесь P – мощность, извлекаемая турбиной; T – сила, действующая на ротор в направлении вниз по потоку; A – омываемая площадь ротора ($A=\pi D^2/4$); ρ – плотность атмосферы воздуха; U_{ref} – скорость набегающего потока.

Таблица 1

Коэффициенты мощности и тяги в сравнении с экспериментальными данными

Модель	C_p	Погрешность, %
Standart k–ε	0.295	30.76
Realizable k–ε	0.376	-11.74
SST k–ω	0.382	-10.33
K–kl–ω	0.391	-8.22
Transition SST	0.384	-9.86
Эксперимент	0.426	

Умеренное занижение коэффициента мощности по большинству моделей отмечается с наименьшей погрешностью для модели перехода $K - kl - \omega$. Стандартная модель *k–ε* показывает высокое отклонение (недопустимое), которое возвращается к пристеночным областям низкого качества.

В другом исследовании, которое проводилось на момент написания этой работы, процент ошибок снизился примерно на 7% по сравнению с 13.2%, учитывая нестационарное поведение модели *SST k–ω*. Это указывает на влияние устойчивого предположения на прогноз мощности. Моделирование показывает разумный прогноз коэффициентов тяги.

ЛИТЕРАТУРА

[1] *Uddin M.N., Rahman M.A., Mofijur M., Taweekun J., Techato K., Rasul M.G.* Renewable energy in Bangladesh: Status and prospects // Energy Procedia. 2019, Vol. 160, pp. 655–661. doi: 10.1016/j.egypro.2019.02.218.

[2] *Liu J., Lin H., Zhang J.* Review on the technical perspectives and commercial viability of vertical axis wind turbines // Ocean Eng. 2018, Vol. 182, No.10, pp. 608–626. doi: 10.1016/j.oceaneng.2019.04.086.

[3] *MacPhee D., Beyene A.* Recent advances in rotor design of vertical axis wind turbines // Wind Eng. 2012, Vol. 36, No. 6, pp. 647–666.

[4] *Ghasemian M., Ashrafi Z.N., Sedaghat A.* A review on computational fluid dynamic simulation techniques for Darrieus vertical axis wind turbines // Energy Convers. Manag. 2017, Vol.149, pp.87–100. doi: 10.1016/j.enconman.2017.07.016

[5] *Bedon G., Antonini E.G.A., De Betta S., Raciti Castelli M., Benini E.* Evaluation of the different aerodynamic databases for vertical axis wind turbine simulations // Renew. Sustain. Energy Rev. 2014, Vol. 40, pp. 386–399.

[6] *Mohammed A., Ouakad H.M., Sahin A.Z., Bahaidarah H.M.S.* Vertical axis wind turbine aerodynamics: Summary and review of momentum models // J. Energy Resour. Technol. Trans. ASME 2019, Vol. 141, No.5, pp. 1–10. doi: 10.1115/1.4042643.

[7] *Du L., Ingram G., Dominy R.G.* A review of H-Darrieus wind turbine aerodynamic research // Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci. 2019, Vol. 233, No.23–24, pp. 7590– 7616. doi: 10.1177/0954406219885962.

[8] *Rezaeiha A., Montazeri H., Blocken B.* On the accuracy of turbulence models for CFD simulations of vertical axis wind turbines // Energy. 2019, Vol. 180, pp. 838–857. doi: 10.1016/j.energy.2019.05.053

[9] *ANSYS Inc*, ANSYS Fluent Theory Guide. 2013.

[10] *Levy S.W.* Use of Madribon in Dermatological Conditions // With Special Reference To Acne 1959, Vol. 82, No.1.

[11] *Versteeg H.K., Malalasekera W.* An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. 2007: Pearson education.

[12] *Daróczy L., Janiga G., Petrasch K., Webner M., Thévenin D.* Comparative analysis of turbulence models for the aerodynamic simulation of H-Darrieus rotors // Energy. 2015, Vol. 90, pp. 680–690.

[13] *Howell R., Qin N., Edwards J., Durrani N.* Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine Renew // Energy. 2010, Vol. 35, No. 2, pp. 412–422.

[14] *Untaroiu A., Wood H.G., Allaire P.E., Ribando R.J.* Investigation of self-starting capability of vertical axis wind turbines using a computational fluid dynamics approach // J. Sol. Energy Eng. 2011, Vol. 133, No.4, pp.1-7

[15] *Menter F.R.* Influence of freestream values on k-omega turbulence model predictions // AIAA Journal. 1992. No.30(6), pp. 1657−1659.

[16] *Hirsch H., Mandal A.C.* A cascade theory for the aerodynamic performance of Darrieus wind turbines // Wind Eng. 1987, No.3, pp. 164–175.

[17] *Naughton M., Billard F., Revell A.* Turbulence modelling of low Reynolds number flow effects around a vertical axis turbine at a range of tip-speed ratios // J. Fluids Struct. 2014, Vol. 47, pp. 124–138.

[18] *Edwards M., Angelo Danao L., Howell R.J.* Novel experimental power curve determination and computational methods for the performance analysis of vertical axis wind turbines // J. Sol. Energy Eng. 2012, Vol. 134, No. 3,

[19] *Almohammadi M., Ingham D.B., Ma L., Pourkashanian M.* Modeling dynamic stall of a straight blade vertical axis wind turbine //J. Fluids Struct. 2015, Vol. 57, pp. 144–158.

[20] *Menter F.R., Kuntz M., Langtry R.* Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // Turbulence, heat and mass transfer. 2003. No.4(1), pp. 625−632

[21] *Arab A., Javadi M., Anbarsooz M., Moghiman M.* A numerical study on the aerodynamic performance and the self-starting characteristics of a Darrieus wind turbine considering its moment of inertia // Renew. Energy. 2017, Vol. 107, pp. 298–311.

[22] *Balduzzi F., Drofelnik J., Bianchini A., Ferrara G., Ferrari L., Campobasso M.S.* Darrieus wind turbine blade unsteady aerodynamics: a three-dimensional Navier-Stokes CFD assessment // Energy. 2017, Vol. 128, pp. 550–563.

[23] *Lam H.F., Peng H.Y.* Study of wake characteristics of a vertical axis wind turbine by two-and three-dimensional computational fluid dynamics simulations // Renew. Energy. 2016, Vol. 90, pp. 386–398.

[24] *Walters D.K., Cokljat D.* A three-equation eddy-viscosity model for Reynolds-averaged Navier–Stokes simulations of transitional flow // Journal of fluids engineering. 2008, No.130(12).

[25] *Lanzafame R., Mauro S., Messina M.* 2D CFD Modeling of H-Darrieus Wind Turbines Using a Transition Turbulence Model // Energy Procedia. 2014, No. 45, pp. 131−140.

[26] *Lain S., Osorio C.* Simulation and evaluation of a straight-bladed darrieus-type cross flow marine turbine // J. Sci. Ind. Res. (India). 2010, Vol. 69, No. 12, pp. 906–912.

[27] *Li L., Meng H., Wang Y.M.* The Applicability of Two-Equation Turbulence Models in Wind Velocity Prediction. Applied Mechanics and Materials. 2013, pp.291-294. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.291-294.518

Дата поступления
10.11.2023

Ҳамдамов М.М., Музаффаров С.А. Comsol дастурий воситасида шамол турбиналарини сонли моделлаштириш.

Аннотация:_Мақолада шамол турбинаси профили атрофидаги оқимнинг турбулент режимида босим ва тезлик майдонларини моделлаштириш натижалари келтирилган. Моделлаштириш COMSOL дастурий пакет программаси ёрдамида амалга оширилди. SST турбулетлик мордели ёрдамида тезлик профили, қанот профили атрофидаги босим коэффициенти натижалари олинди ва битта профилнинг оний қувват коэффициенти тажриба натижалари билан солиштирилди, шу модел натижалари тажриба ишлари билан мос келиши аниқланди. Турли хил турбулентлик моделлари ёрдамида C_p қувват коэффициенти натижалари келтирилган. Вертикал ўқли шамол турбиналари атрофидаги оқимни математик моделлаштиришда SST турбулент моделидан фойдаланиш яхши натижалар бериши аниқланди._

Калит сўзлар: _Вертикал ўқли шамол турбинаси; атрофдаги ҳаво оқими; Навье-Стокс тенгламалари; турбулентлик моделлари; сонли моделлаштириш; сонли тажриба; босим ва қувват коэффициентлари._

Hamdamov M.M., Muzaffarov S.A. Numerical simulation of wind turbines in the comsol software complex.

Abstract: _The article presents the results of modeling air flow in a turbulent mode of flow around a wind device in the form of profiles and fields of pressure and velocity. The simulation was carried out using the COMSOL software package. The obtained axial velocity profile, pressure coefficient around the blade and instantaneous power coefficient of one blade using the transient SST model are in good agreement with the experimental data. The values of the power factor C_p of the device obtained using various turbulence models are presented. When mathematically modeling the flow around a vertical axis wind turbine, the transient SST turbulence model can be used, which provides satisfactory results._

Key words: _vertical axis wind turbine (VAWT), air flow, Navier-Stokes equations, turbulence models, numerical modeling, computational and bench experiment, substance field, pressure and power coefficients._

УДК 621.01: 631.588

РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ ЭПИ И ГИПОЦИКЛИЧЕСКОГО ДВИЖЕНИЯ ШПИНДЕЛЕЙ ВЕРТИКАЛЬНО-ШПИНДЕЛЬНОГО УБОРОЧНОГО АППАРАТА

Норкузиев О.С.

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

Аннотация: _Статья посвящена исследованию эпи- и гипоциклического вращательного движения шпинделя в рабочей камере вертикально-шпиндельного уборочного аппарата для расчета оптималного расположения в зоне съёма планчатых съёмников, максимально контактирующих с поверхностью шпинделя в процессе работы. На основе методов аналитической геометрии и кинематики сложного плоскопараллельного движения была решена обобщенная задача для определения траектории вершины зуба шпинделя в рабочей камере уборочного аппарата, которая позволила анализировать траектории движения шпинделя в процессе работы. В среде программирования MathCAD построены графики, описывающие закономерности абсолютного движения вершины зуба шпинделя и ее активной составляющей при заданных скоростных режимах работы хлопкоуборочной машины, а также щеток съёмника, выполняющих очистку поверхности шпинделя от хлопковых волокон._

Ключевые слова: _хлопкоуборочный аппарат; рабочая камера; барабан; шпиндель; эпициклическое вращение; траектория; угловая скорость; контактное углубление щеток съёмника._

Введение. В процессе машинного сбора на всех его этапах − при съёме хлопка с кустов, шпинделей и транспортировании − хлопковое волокно не должно терять свои ценные текстильные качества при взаимодействии с рабочими органами уборочного аппарата. Как известно, эффективная работа ХУМ напрямую зависит от параметров рабочих органов (барабан, шпиндель, съёмник, воздушно-транспортная камера и т.п.) и оптимального построения технологии работы уборочного аппарата. Шпиндель и съёмник являются основными рабочими органами, которые, вращаясь, осуществляют наматывание и съем хлопка. В хлопкоуборочной машине скорость вращения и траектория движения шпинделей являются ключевым фактором, влияющим на эффективность и качество сбора хлопка. При машинном сборе хлопок-сырец от начала контакта со шпинделями до попадания в бункер может терять свои качества: во время захвата хлопка зубьями шпинделей, извлечения его из коробочки и наматывания на шпиндель, углубления щеток в процессе съёма со шпинделей и транспортировки из приемной камеры в бункер хлопкоуборочной машины.

Расчётную оценку кинематики эпи- и гипоциклического вращения вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата проведем с учетом результатов ранее проведенных исследований [1−4].

Методы исследования. Для выполнения расчетного исследования применены методы математического моделирования и проведен анализ технологических процессов в работе съёмника и шпинделей уборочного аппарата на основе аналитической механики, теории механизмов и сельскохозяйственных (хлопкоуборочных) машин. Теоретические исследования проведены на основе классических методов моделирования закономерностей изменения исследуемых параметров с использованием среды программирования MathCad.

Расчеты и обсуждение их результатов. Для повышения эффективности работы хлопкоуборочной машины существенное значение имеют технологические и технические решения, касающиеся изменения направления вращения шпинделей вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарат. Если шпиндели вращаются по направлению вращения барабана (эпициклический привод), тогда части растений, попавшие в промежутки между шпинделями, и части растений, прижимаемые к шпинделям, будут перемещаться против направления движения машины [4]. Вследствие этого есть вероятность увеличения сбора хлопка-сырца за счет того, что на шпиндели наматывается все большее количество непрерывно поступающих растений хлопчатника вместе с теми частями растений, которые находились между шпинделями. Перемещение части растений при таком вращении шпинделей зависит от особенностей упругих связей между частями растений, то есть от формы, размеров и упругих свойств ветвей растений хлопчатника

Построим математическую модель траектории движения верхних точек шпинделя и щеток съёмника хлопкоуборочного аппарата с эпициклическим направлением вращения шпинделей в зоне съёма. Методика исследований включает теоретические вопросы кинематики движения шпинделя и съемника ВША как эпи- и гипоциклоидального планетарного механизма. Основными узлами вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин являются уборочные аппараты, состоящие из вертикально-расположенных барабанов с вертикально размещенными по периферии шпинделями в специальных гнездах, взаимодействующие с механизмами (ремень и колодка барабана) их прямого и обратного вращения.

Технология работы исследуемого эпи- и гипоциклического вертикально- шпиндельного хлопкоуборочного аппарата выполняется в следующем порядке (рис.1).

При движении хлопкоуборочной машины кусты 5 хлопчатника попадают в рабочую камеру и сжимаются с двух сторон барабанами 6, вращающиеся шпиндели 1 посредством привода ремня 2 прямого вращения захватывают хлопок-сырец, извлекают его из коробочек 5 и наматывают на себя. При дальнейшем вращении шпиндельного барабана 6 хлопок-сырец совместно со шпинделями 1 переносится в зону съема 3, где направление их вращения меняется на противоположное, частично хлопок-сырец снимается со шпинделя самосбросом (от центробежных сил) и частично съемниками 4 подается в приемную камеру, откуда воздушным потоком через вентилятор попадает в бункер хлопкоуборочной машины.

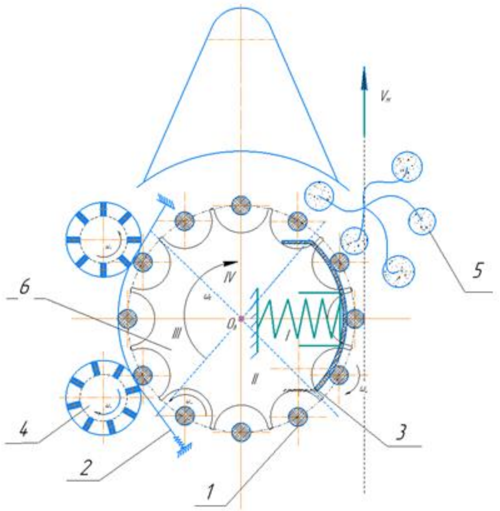


Рис.1. Технологическая схема работы эпи- и гипоциклического движения вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата

Задачей кинематического исследования является определение траектории перемещения, скорости верхних точек зуба шпинделя и съемника, времени и площади поверхностного контакта шпинделя и съемника, как движущихся звеньев сателлита гибкого планетарного механизма. На рис.1 получены графики кривых эпициклоидальной (III) и гипоциклоидальной (I) траекторий движения точек сателлита в рабочей зоне и в зоне съема хлопка-сырца уборочным аппаратом в зависимости от угла поворота водила, а также в переходных зонах (II) и (IV).

Кинематические исследования будем вести графоаналитическим методом. Составим два параметрических уравнения для определения движения шпинделя и щеточного съёмника хлопка, как водила и сателлита планетарного механизма.

Согласно кинематической схеме вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата по выбранным координатным осям (барабана и шпинделя, рис.1), получим параметрическое уравнение траектории движения верхней точки зуба шпинделя в следующих обозначениях: $R_б$–радиус барабана (водила), $r_ш$–радиус шпинделя (сателлит), $\varphi_б = \omega_б \cdot t$–угол поворота барабана, $\varphi_ш = \omega_ш \cdot t$–угол поворота шпинделя по наружной части ременной передачи, $\varphi_c = \omega_c \cdot t$ – угол поворота съёмника, $r_ш \cdot (1-\xi)$ – передаточное отношение радиуса внутренней части ременной передачи относительно радиуса сателлита (ξ–коэффициент относительного скольжения в зависимости от типа ремня).

По вышеприведенным данным напишем равенство в виде

$$\begin{aligned} X(t) &= R_б \cdot \cos(\omega_б \cdot t) + r_ш \cdot (1-\xi) \cdot \cos[(\omega_ш \cdot t) - (\omega_б \cdot t)] \\ Y(t) &= R_б \cdot \sin(\omega_б \cdot t) - r_ш \cdot (1-\xi) \cdot \sin[(\omega_ш \cdot t) - (\omega_б \cdot t)] \\ X(t) &= R_б \cdot \cos(\omega_б \cdot t) - r_ш \cdot (1-\xi) \cdot \cos[(\omega_ш \cdot t) - (\omega_б \cdot t)] \\ Y(t) &= R_б \cdot \sin(\omega_б \cdot t) - r_ш \cdot (1-\xi) \cdot \sin[(\omega_ш \cdot t) - (\omega_б \cdot t)] \end{aligned} \quad (1)$$

Спроектировав соответствующие координатные оси барабана, шпинделя и съёмника по кинематической схеме рис.1, получим параметрическое уравнение траектории движении верхней точки щеточного съёмника в следующих обозначениях: $l = 204$мм –расстояние между осью барабана и осью вала съёмника, $\alpha = 70^0$ –угол между первым и вторым валами съёмника, $\Delta_с = 2$мм –углубления нити щеток съёмника в шпиндель, $L_x = l \cdot sin\,\alpha$, $L_y = l \cdot \cos\alpha$

$$\begin{aligned} X_с(t) &= L_x + [r_с \cdot \cos(\omega_б \cdot t) - \Delta_с \cdot \cos(\omega_с \cdot t)] \\ Y_с(t) &= L_y + [r_с \cdot sin(\omega_б \cdot t) - \Delta_с \cdot sin(\omega_с \cdot t)] \end{aligned} \quad (2)$$

Преобразуем систему уравнения (2) для второго съёмника и перепишем через передаточные отношения, тогда в безразмерном виде получим

$$\begin{aligned} X_{2с}(t) &= L_x + [r_с \cdot \cos(\omega_б \cdot t) - \Delta_с \cdot \cos(\omega_с \cdot t)], \\ Y_{2с}(t) &= L_y + [r_с \cdot sin(\omega_б \cdot t) - \Delta_с \cdot sin(\omega_с \cdot t)] \end{aligned} \quad (3)$$

Используя уравнения (1), (2), (3), различные числовые значения с определенным интервалом угла между валами съёмника и контактируемой поверхностью шпинделя, используя прикладные пакеты AutoCAD и расчетные значения: радиус ролика шпинделя $r_к=12.5$ мм и радиус шпиндельного барабана $R_б=146$ *мм*, угловую частоту вращения барабана $\omega_б=11,5\ c^{-1}$, частоту вращения шпинделя в зоне съема (гипоциклическое) $\omega_{ш1}=145.82\ с^{-1}$, частота вращения шпинделя в рабочем камере (эпоциклическое) $\omega_{ш2}=122.82\ с^{-1}$, частоту вращения вала съёмника, можно получить графики кривых эпи- и гипоциклоидальных траекторий движения точек сателлита (рис. 2). На рис. 3 представлена зона взаимного контакта поверхности шпинделя, где α_1– угол между первым и вторым контактными съёмниками, β_1 – угол контакта первого съемника и β_2 – угол контакта второго съёмника, γ – угол обработки двух планок щеток съёмника

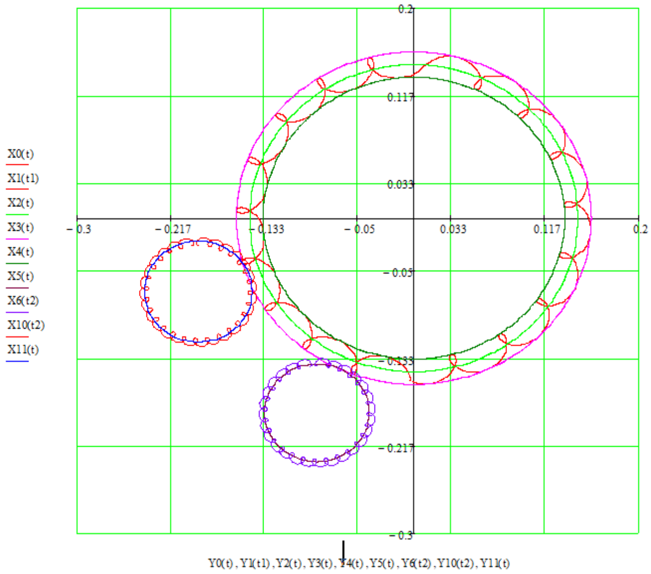


Рис. 2. Кинематическая схема эпи- и гипциклоидного движения планетарного механизма и траектории движения сателлита в координатных осях

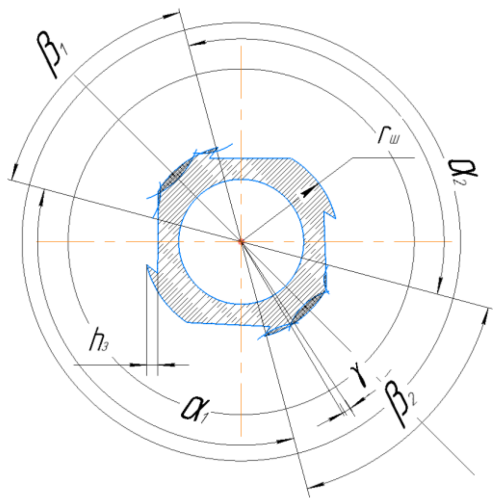


Рис. 3. Зона взаимного контакта *n*-го количества планок первого и второго съёмников на поверхности нарезного шпинделя ВША

Заключение.

1. Проведена и составлена математическая модель кинематики движения сателлита-шпинделя гибкого эпи-гипоциклоидального планетарного механизма для привода шпинделей уборочного аппарата в рабочей зоне и в зоне съема при сборе хлопка-сырца хлопкоуборочной машиной.

2. При кинематическом исследовании получены аналитические выражения в размерных и безразмерных величинах, а также представлен характер движения траектории точки сателлита планетарного механизма в рабочей зоне и зоне съема в графическом виде. Результаты теоретических исследований процесса взаимодействия съёмника и шпинделя при изменении направления вращения шпинделей вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарат показали эффективность работы уборочного аппарата.

3. Разработана математическая модель взаимодействия планчатого съёмника со шпинделем. Предложена методика определения места расположения второго съёмника шпиндельного барабана, учитывающая переменность частоты вращения шпинделя в зоне съёма обратного вращения. Определены значения коэффициента обработки съёмником поверхности шпинделя по мере проникновения щеточных элементов в шпиндель, с учётом их длины и взаимного расположения планок съёмника относительно шпинделя.

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] *Глущенко А.Д., Ризаев А.А.* Моделирование динамических взаимодействий долек хлопка и шпинделей в хлопко-уборочных аппаратах. Ташкент. Фан,1995. – 131 с.

[4] Отчет о НИР на тему: “ Разработка модели взаимодействия хлопчатника со шпинделями, совершающими эпициклические движения в рабочей камере вертикально шпиндельного аппарата”. Ташкент, 2023. −87 с.

Дата поступления
10.01.2024

Норқўзиев О.С. Вертикал шпинделли пахта териш апаратининг епи ва гипоциклик айланишининг кинематик таҳлили.

Аннотация: *Мақола вертикал шпинделли пахта териш аппаратининг ишчи камерасида шпинделларининг епи ва гипоциклик айланиш ҳаракатини ўрганишга бағишланган бўлиб, ечқичларнинг ечиш зўнасида оптимал жойлаштириш ва иш пайтида шпинделнинг сирти билан максимал контакт қилиш жараёнини ўрганиш. Аналитик геометрия ва мураккаб текис-параллел ҳаракатнинг кинематикаси усуллари асосида пахта териш аппаратининг ишчи камерасида шпиндел харакат траекториясини ҳисоблашнинг умумлаштирилган моделини ишлаб чиқиш, бу еса иш жараёнида шпиндел харакат траекториясини таҳлил қилиш имконини берди. MathCAD дастури ёрдамида пахта териш машинаси ишининг берилган тезлик режимларида шпиндел сиртини пахтадан ва унинг фаол компонентидан тозалаш учун шпиндел тишлари ва ечқичларнинг ҳаракат қонуниятларини тавсифловчи графиклар тузилган.*

Калит сўзлар: *пахта териш машинаси; иш камераси; барабан; шпиндел; епи ва гипосиклик айланиш; траектория; бурчак тезлиги; ечкичнинг контакт чуқурлиги.*

Norkoziev O.S. Computational analysis of kinematics with epi and hypocyclic rotation of vertical spindle cotton picker.

Abstract: *The article is devoted to the study of the epi- and hypocyclic rotation of the spindles in the working chamber of the vertical spindle cotton picker, to study the process of optimal placement of the goats in the undressing zone and maximum contact with the surface of the spindle during operation. Development of a generalized model for calculating the spindle movement trajectory in the working chamber of the cotton picking machine based on the methods of analytical geometry and complex plane-parallel motion kinematics, which allowed to analyze the spindle movement trajectory during the work process. Using the MathCAD program, graphs describing the laws of motion of the spindle teeth and keys to clean the spindle surface from cotton and its active component in the given speed modes of the cotton picking machine were created.*

Keywords: *cotton picking machine; working chamber; drum; spindle; epi and hypocyclic rotation; trajectory; angular velocity; contact depth of the opener.*

УДК 519.63, 631. 36

КОНСТРУКЦИОННОЕ МОДЕРНИЗИРОВАНИЕ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СОЛНЕЧНОЙ СУШИЛКИ С ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИЕЙ ВОЗДУХА

Мирзаев Ш.М., Жумаев Ж., Кодиров Ж.Р., Хакимова С.Ш.

Бухарский государственный университет, Бухара, Узбекистан

E-mail: j.r.qodirov@buxdu.uz, j.jumaev@buxdu.uz

Аннотация: *Разработано комбинированное сушильно-накопительное устройство с прозрачной поверхностью и аккумуляцией энергии с использованием камней, горных пород гальки, позволяющее увеличить интенсивность естественной конвекции воздуха, и проведено экспериментальное исследование сушки абрикосовой продукции. На основе этих экспериментальных данных сформулирована математическая модель конвекции воздуха на этом солнечном коллекторе. Для использования экспериментальных данных как граничные условия, составлены регрессионные уравнения. В качестве математической модели использованы нестационарные двумерные уравнения пограничного слоя и энергии в приближении Буссинеска. Были получены графики изменения температуры и скорости по всей полости коллектора в течения солнечного дня. Получены результаты удовлетворительные соответствия с экспериментальными данными.*

Ключевые слова: *сушилка, естественная конвекция, сушка абрикосов, воздух, сушильная камера, процесс сушки, математическая модель, эмпирическое уравнение.*

Введение. Необходимость минимального количества ископаемого топлива в настоящее время требует от ученых всего мира проведения обширных исследований по использованию возобновляемых источников энергии.

Солнечная энергия является самым надежным, экологически чистым и возобновляемым источником энергии. Он предпочтительнее других источников, поскольку не требует высокой стоимости ископаемого топлива и не загрязняет окружающую среду. По литературным данным ежегодно земля получает солнечной энергии в 15000 раз больше, чем может произвести энергетика всего мира, это означает, что солнце – мощнейший генератор тепла. Поэтому создаются различные устройства для использования этим даром природы.

Одним из таких устройств является солнечный коллектор. Солнечные коллекторы являются ключевым компонентом активных систем солнечного сооружения отопления. Они собирают солнечную энергию, преобразуют в тепло, а затем передают это тепло к сушильным устройствам.

Вопрос получения качественных продуктов путем сушки на месте с помощью эффективных солнечных сушилок с целью значительного сокращения потерь после сбора урожая сельскохозяйственной продукции остается важной проблемой перед учеными [1].

Они сосредотачивают свою научную деятельность на проведение экспериментальных исследований путем применения дополнительного нового оборудования и корректировки геометрических размеров элементов конструкции не только на эмпирической форме, но, по крайней мере, на полуэмпирической форме.

При непрямом способе нагревание воздуха осуществляется через калориферы различных систем. При этом агентом сушки является лишь нагретый воздух. Этот способ нагревания более прогрессивен, так как гарантирует санитарную безвредность осушаемых фруктов.

В целях дальнейшего повышения эффективности получения высококачественной продукции в таких устройствах учёные будут сосредоточены на полной модернизации элементов построения математической моделей на основе специальных программ, созданных на современных компьютерных технологиях.

В статье [2] представлены детали математической модели для неглазурованных пропускных коллекторов (или перфорированных коллекторов, коллекторов с аккумулятором) с использованием выражений теплопередачи для компонентов элементов коллектора, и эмпирические соотношения для оценки различных коэффициентов теплопередачи. Использованные уравнения хорошо предсказывают тепловые характеристики неглазурованного просачивающиеся солнечного коллектора в широком диапазоне конструкций и условий эксплуатации. Результаты модели были проанализированы для прогнозирования эффектов основных параметров производительности систем коллектора при температуре подаваемого воздуха 45–65 °С.

Параметрические исследования были проведены путем изменения пористости осушаемых продуктов, расхода воздуха, солнечной радиации и использования теплоаккумуляторов и нахождения их влияния на КПД коллектора, эффективность теплообмена, повышение температуры воздуха и отдаваемое полезное тепло. Результаты указывают на перспективность систем коллекторов в этом диапазоне температур, предлагая себя в качестве привлекательной альтернативы застекленным солнечным коллекторам для сушки продуктов питания.

Исследование авторов [3] сосредоточено на анализ температурного профиля, характеристику теплопередачи и теплового коэффициента полезного действия плоского солнечного коллектора (FPSAC) при различных массовых расходах воздуха. Также с помощью многофакторного анализа исследования установлены и взаимосвязи среди несколько других переменных тепловых характеристик.

Были проведены эксперименты в ненагруженном режиме и на открытом воздухе при условиях естественной и вынужденной конвекции воздуха в плоском коллекторе солнечной сушилки.

В работе [4] проведен численный анализ исследования конвективного течения вязкой несжимаемой жидкости по наклонной полу бесконечной пластине с учетом зависимости вязкости и температуропроводности от температуры. Выявлены уравнения соответствующими краевыми условиями, которые преобразованы к безразмерной форме с помощью соответствующих безразмерных величин. Так как получить аналитическое решение предложенных уравнений было невозможно, вследствие сложности преобразованных их в математической модели, поэтому при численном решении авторами использована схема Кранка - Николсона, как наиболее эффективный и безусловно устойчивый неявный конечно-разностный метод.

Численные результаты получены для различных значений вязкости, теплопроводности, угол наклона абсорбера плоского солнечного коллектора, критериев Грасгофа и Прандтля. Результаты исследования изменения скорости, температуры, напряжения сдвига и числа Нуссельта представлены графически. Для достоверности результатов проведено сравнение с результатами, имеющимися в литературных данных ученых мира.

В статье авторов [5] моделируется процесс возникновения динамических и температурных пограничных слоев вблизи вертикально расположенного стержня, который является источником тепла. Сформулирована стационарная система дифференциальных уравнений в частных производных в приближении пограничного слоя и также считая среду сжимаемая. Задача с граничными условиями решена численно с применением неявной схемы, используя метод прогонки и итерации. Найдены профили скоростей и температуры при различных значениях числа Прандтля и граничных условий. Установлено, что результаты исследования можно использовать для процесса конвекции вблизи источников тепла.

Из анализа результатов вышеизложенных в литературах можно делать вывод о том, что процессы, обнаруживаемые в плоских солнечных коллекторах с естественной конвекцией воздуха, нуждаются в дальнейшем исследовании, стремлению максимально аккумулировать возобновляемые источники энергии, математическому моделированию в тесном контакте с результатами экспериментальных исследований.

Методика. Солнечная сушильная установка косвенного типа с естественной конвекцией воздуха состоит в основном из двух частей: плоского солнечного коллектора и сушильного шкафа (Рис. 1.) [6].

Солнечный плоский коллектор выполнен в виде горячего ящика и параллелепипеда прямоугольной формы, его дно и боковые стороны защищены от передачи тепла в окружающую среду. В нижней части коллектора установлен тепловой аккумулятор для резервирования тепла. На двух сторонах (нижней и верхней сторонах) коллектора вырезаны крышки: крышка (A) для входа воздуха из окружающей среды и крышка (B) для передачи нагретого воздуха из коллектора в сушильный шкаф (Рис. 1.). Обращенная к солнцу часть горячего ящика покрыта стеклом. Внутренние и внешние части всех оставшихся боковых стенок, дно, ограждены фанерой, между которыми тепло изолировано от внешней среды.

Сушильный шкаф также был выполнен в форме прямоугольного параллелепипеда, и все его стенки были защищены от теплопередачи в окружающую среду. Со стороны шкафа, обращенной к Северному полюсу, установлена термически защитная дверца для размещения в ней осушаемых продуктов.

Чтобы обеспечить поступление нагретого воздуха из плоского коллектора в сушильный шкаф, в нижней части шкафа установлено отверстие (B), на крыше шкафа установлено отверстие (D), чтобы отводить паровоздушную смесь в окружающую среду (рис. 1).

Солнечная радиация падает на прозрачную поверхность плоского коллектора, часть солнечного излучения отражается из прозрачной поверхности и часть поглощается ею, остальная часть пропускается через воздух внутри коллектора и попадает на поверхность теплового аккумулятора, который установлен на дне коллектора.

Поверхность коллектора, который принимает солнечных лучей, является стекляным, стекло пропускает солнечные лучи и еще покрывает коллектор и тем самым сокращает потери энергии тепловым аккумулятором при отсутствии солнечных лучей.

Воздух и аккумулятор, которые получили солнечное излучение, нагреваются. В то же время нагретый аккумулятор также передает свою тепловую энергию на нагрев окружающего его воздуха внутри камеры коллектора. Воздух с повышенной температурой поднимается к отверстию (В) коллектора и поступает в сушильный шкаф. Одновременно воздух из окружающей среды через отверстие (A) поступает в коллектор.

Нагретый воздух перемещается вертикально и выпускается в окружающую среду через отверстие (D), установленное в верхней части шкафа. В том случае, если в шкаф помещается осушаемый продукт, нагретый воздух, передавая ее тепло, испаряет содержащуюся в нем воду. Тогда через отверстие (D) выпускается паровоздушная смесь.

В узлах сушильного устройства определяем температуры: температуру поступающего воздуха из окружающей среды в коллектор - T_a, температуру выходящего из коллектора - T_c, температуру паровоздушной смеси, выходящей из сушильного шкафа- T_d. Определяем размеры сушильной установки: высота всей установки – H, высота коллектора-h_c, высота сушильного шкафа - $h_{шк}$ (рис.1).

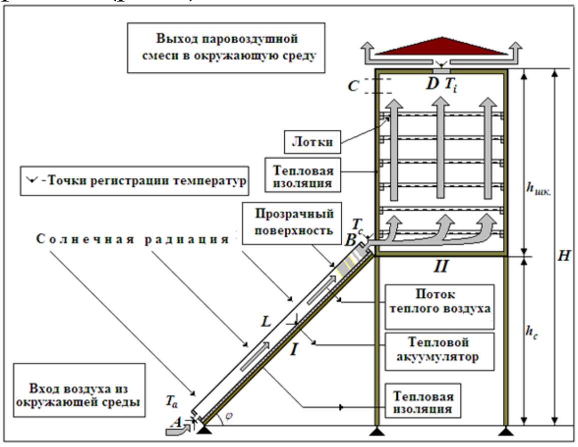


Рис.1. Схема солнечной сушильной установки косвенного типа с естественной конвекцией воздуха.

Чтобы математически моделировать процесс конвекции воздуха в камере плоского коллектора из рис.1 мысленно вырежем вертикальную плоскость из этого коллектора в виде рис.2, и будем рассматривать двумерную область. Таким образом, задачу приведем к исследованию конвекции воздуха между двумя параллельно расположенными стержнями [4, 5]

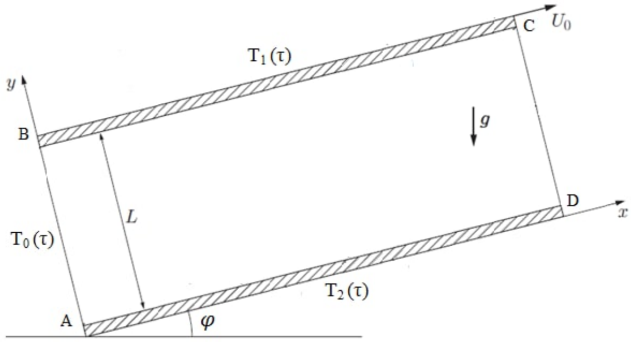


Рис.2. Схема коллектора и система координат.

При выборе дифференциальных уравнений возникает проблема из-за возможного изменения параметров переноса μ, α и плотности ρ. Во многих течениях интерес представляет, как определить этих значений, когда они существенно изменяются в процессах сушки с большими разностями температур. А в случаях, когда в процессе сушки разность температуры не большой, тогда эти параметры можно принимать постоянными. Но, чтобы получить движение при конвекции воздуха, изменение их плотности необходимо учитывать всегда [6].

Исходя из этих предположений, для формулировки вычислительной задачи и уравнения теплообмена далее будем считать ньютоновскую жидкость (воздух) в коллекторе двумерным, ламинарным, для сего справедливо приближение Буссинеска [6]. Согласно приближению Буссинеска все свойства жидкости постоянны, за исключением плотности. Плотность (условно жидкости) линейно зависит от температуры:

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \qquad (1)$$

Здесь ρ_0 −плотность жидкости при начальной температуре, β −коэффициент теплового расширения воздуха $\beta = 0.003$, T_0 − начальная температура.

Для построения математической модели, прежде всего, формулируются начальные и граничные условия.

При формировании начальных условий принимаем, что внутри плоского солнечного коллектора еще не начались движение потока воздуха, температура берется из данных экспериментальных источников. Для граничных условий температурные данные принимаются тоже из данных экспериментальных источников [7].

Основные уравнения для нестационарного потока естественной конвекции с использованием закона сохранения массы, импульса, энергии в приближении Буссинеска воздуха могут быть записаны в виде [8]:

$$\begin{cases} \frac{\partial(u)}{\partial x} + \frac{\partial(\vartheta)}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + \vartheta\frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) - \beta g(T - T_0)\cdot sin\varphi \\ \frac{\partial T}{\partial t} + u\frac{\partial T}{\partial x} + \vartheta\frac{\partial T}{\partial y} = \alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \end{cases} \tag{2}$$

В уравнении (1) u, ϑ – продольные и поперечные составляющие скорости воздуха, T- температура, ρ – плотность, P – давление, которое при исследовании принимается постоянным и равняется атмосферному, $\mu -$ динамическая вязкость, x, y – координаты, g – ускорение свободного падения, β – объемный коэффициент теплового расширения (для воздуха при 30^0 равен $3{,}30 \cdot 10^{-3}$), $\alpha -$ коэффициент температуропроводности среды.

Постановка граничных условий. Для задания граничных условий обратимся к рисунку 2. В координатной системе по оси x расположен источник теплоты-стержень. Стержень имеет постоянную температуру. Когда температура стержня больше температуры окружающего воздуха, возле стержня вследствие конвекции возникает динамическое и тепловые пограничные слои, которые расширяются по мере передвижения воздуха вверх.

Основным параметром для граничных условий является температура на границах. Из экспериментально созданного коллектора для жарких дней лета выбраны 6 дней были сняты данные температуры окружающей среды, у входа коллектора, непосредственно под стекла солнечного коллектора, у аккумулятора тепла, у выхода из коллектора. После этого эти данные усреднены и выбраны в качестве начальных и граничных условий (табл.1).

Таблица 1.

Усредненные начальные и граничные условия, выбранные у входа солнечного коллектора, у аккумулятора тепла и входа из коллектора

Граничные условия	U	V	T
AB	$\frac{\partial U}{\partial y} = 0$	V=0	$T = T_0(\tau)$
BC	U=0	V=0	$T = T_1(\tau)$
CD	$\frac{\partial U}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial V}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$
DA	U=0	V=0	$T = T_2(\tau)$

В качестве граничных условий в таблице 1 используется температура под стеклом, у аккумулятора тепла, а также начальные условия у входа в солнечном коллектора, которые меняются в течение дня. Граничные условия CD пока не используем. Экспериментальные данные из этих точек были сняты с 10-00 до 19-00 каждый час [9]. Для решения дифференциального уравнения нужны данные на каждом узловом точке. Для этого можно построить интерполяционный многочлен, на основе которого составим регрессионное уравнение. Для задания начальных и граничных условий (используя экспериментальные данные) было составлено регрессионное уравнение в виде многочлена. Усредненные экспериментальные данные под стеклом и аккумулятора тепла приводятся в следующей таблице. (табл.2):

Таблица 2

Усредненные экспериментальные данные.

Время	10-00	11-00	12-00	13-00	14-00	15-00	16-00	17-00	18-00	19-00
T_1	37,2	43,2	45,5	47,1	50,2	50,7	48,9	45,6	41,3	38,7
T_2	46,2	54,2	60,3	63,5	65,6	63,8	60,5	58,4	45,9	40,2
T_0	31,3	32,7	35,1	37,4	36,6	37,4	37,4	36,2	36,9	35,9

Линии регрессионных уравнений показаны на рис.3-5.

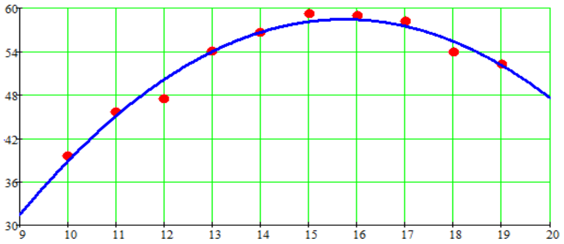


Рис.3. Экспериментальные данные температуры под стеклом и регрессионное уравнение $T_1(\tau) = -0{,}59\tau^2 + 18{,}786\tau - 89{,}36$

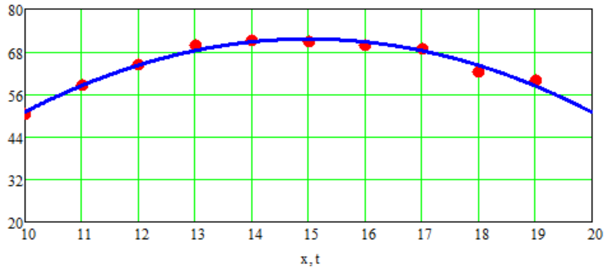


Рис.4. Экспериментальные данные температуры у аккумулятора тепла и регрессионное уравнение $T_2(\tau) = -0{,}826\tau^2 + 24{,}76\tau - 114{,}137$

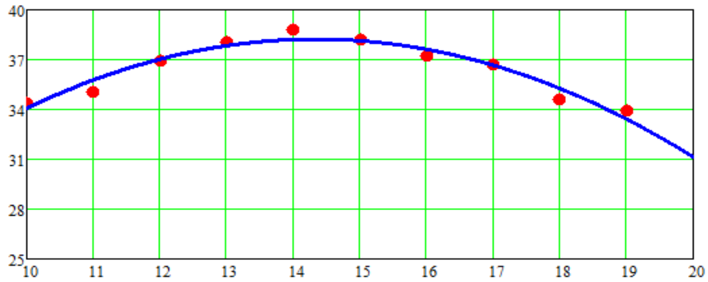


Рис.5. Экспериментальные данные температуры у входа в коллектор и регрессионное уравнение

$$T_0(\tau) = -0{,}221\tau^2 + 6{,}349\tau + 7{,}281$$

Приведение дифференциальных уравнений к безразмерному виду.

Для решения системы дифференциальных уравнений (1) в основе начальных и граничных условий приведем к безразмерному виду: для этого введем следующие масштабные величины [10]:

$$\begin{cases} u_m = \sqrt{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L}, \ \vartheta_m = \vartheta_0, x_m = L, y_m = L, \\ \theta = (T - T_0)/\Delta T, \ \Delta T = T_h - T_0, \ \tau = t \cdot u_m/L, \ Pr = \nu/\alpha \end{cases} \quad (3)$$

Здесь под L подразумевается длина плоского солнечного коллектора, за значения с индексом 0 принимались наименьшее значение под стеклом. Индекс m означает, что эта величина масштаба, индекс h означает, что эта величина из аккумулятора тепла.

Систему уравнений (2) в безразмерной форме можно написать в форме (для простоты безразмерные переменные приведены как в (2)):

$$\begin{cases} \dfrac{\partial(u)}{\partial x} + \dfrac{\partial(\vartheta)}{\partial x} = 0 \\ \dfrac{\partial u}{\partial t} + u\dfrac{\partial u}{\partial x} + \vartheta\dfrac{\partial u}{\partial y} = \dfrac{1}{\sqrt{Gr}}\left(\dfrac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) + \theta \cdot sin\varphi \\ \dfrac{\partial \theta}{\partial t} + u\dfrac{\partial \theta}{\partial x} + \vartheta\dfrac{\partial \theta}{\partial y} = \dfrac{1}{Pr \cdot \sqrt{Gr}}\left(\dfrac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \end{cases} \quad (4)$$

Здесь $Gr = \dfrac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2{}_m}$ - число Грасгофа, $\Delta T = T_h - T_0$, где T_h-максимальная температура в коллекторе, T_0 – минимальная температура в коллекторе. $\Pr = \frac{\nu}{\alpha}$ –число Прандтля, $\theta = \frac{T - T_0}{T_h - T_0}$.

Вычислим число Грасгофа для нашего случая эксперимента. При исходных данных $g = 9{,}8m/c^2, \beta = 0{,}003K^{-1}$, $\Delta T = T_h - T_0 = 55 - 40 = 15K$, $L = 1\,m$, $\nu = 16 \cdot 10^{-6} m/c^2$ получим $Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2{}_m} = 17 \cdot 10^8$.

По данным [11], при $Gr \cdot Pr > 10^{10}$ течение турбулентное. Исходя из этого можно считать, что в нашем случае течение ламинарное.

Система уравнений (4) с начальными и граничными условиями решалась в безразмерном виде с использованием метода конечных разностей и явной схемы.

Второе и третье уравнение системы (4) в общем виде можно привести в виде:

$$\frac{\partial z}{\partial t} + u\frac{\partial z}{\partial x} + \vartheta\frac{\partial z}{\partial y} = \frac{1}{K}\left(\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 z}{\partial y^2}\right) + Q\ , \tag{5}$$

где $z = u, K = \sqrt{Gr},\ Q = \theta \cdot sin\varphi$ для уравнения движения, $z = \theta, K = Pr\sqrt{Gr}$, $Q = 0$ для уравнения теплопроводности.

Покрывая рассматриваемую область сеткой $x = i\text{x}\Delta x, y = j\text{x}\Delta y,\ i = 0,\overline{N-1},\ j = \overline{M-1}$.

Здесь $\Delta x, \Delta y$ - расстояние между соседними точками в горизонтальной и вертикальной направлениях. Здесь N, M – число точек в горизонтальных и вертикальных направлениях соответственно. Схематический вид сетки имеется в [8].

В уравнении (5) переходим к конечно-разностным отношениям. Для нелинейных членов принимается, что коэффициенты известны или из предыдущего слоя (для нулевого приближения), или же из предыдущего приближения.

Для внутренних точек исследуемой области воспользуемся следующими видами аппроксимации [8]:

$$\frac{\partial z}{\partial t} = \frac{\left(\overset{t+1}{Z}_{i,j} - \overset{t}{Z}_{i,j}\right)}{\Delta t}, \qquad u\frac{\partial z}{\partial x} = u^n_{i,j}\frac{\left(\overset{n}{Z}_{i,j} - \overset{n}{Z}_{i-1,j}\right)}{\Delta x} + O(\Delta x),$$

$$\vartheta\frac{\partial z}{\partial y} = \vartheta^n_{i,j}\frac{\left(\overset{n}{Z}_{i,j} - \overset{n}{Z}_{i-1,j}\right)}{\Delta y} + O(\Delta y), \qquad \frac{1}{K}\frac{\partial^2 z}{\partial y^2} = \frac{1}{K}\frac{\overset{n}{Z}_{i,j+1} - 2\overset{n}{Z}_{i,j} + \overset{n}{Z}_{i,j-1}}{\Delta y^2} + O(\Delta y)^2, \tag{6}$$

После подстановки этих конечно-разностных аппроксимаций для уравнения (5) получаем:

$$\frac{z^{n+1}_{i,j} - z^n_{i,j}}{\Delta t} + (u)^n_{i,j}\frac{z^n_{i,j} - z^n_{i-1,j}}{\Delta x} + (v)^n_{i,j}\frac{Z_{i,j} - Z_{i-1,j}}{\Delta y} = \frac{1}{K}\left[\frac{z^n_{i,j+1} - 2z^n_{i,j} + z^n_{i,j-1}}{\Delta y^2}\right]_{i,j} + Q_{i,j} \tag{7}$$

В (7) умножаем обе стороны этого уравнения на Δt:

$$z^{n+1}_{i,j} - z^n_{i,j} + \frac{\Delta t}{\Delta x}z^n_{i,j}\left(z^n_{i+1,j} - z^n_{i,j}\right) + \frac{\Delta t}{\Delta y}z^n_{i,j}\left(z^n_{i,j+1} - z^n_{i,j}\right) = \frac{1}{K}\frac{\Delta t}{\Delta y^2}\left[z^n_{i,j+1} - 2z^n_{i,j} + z^n_{i,j-1}\right] \tag{8}$$

Из (8) находим $z^{n+1}_{i,j}$:

$$z^{n+1}_{i,j} = z^n_{i,j} - \frac{\Delta t}{\Delta x}z^n_{i,j}\left(z^n_{i+1,j} - z^n_{i,j}\right) - \frac{\Delta t}{\Delta y}z^n_{i,j}\left(z^n_{i,j+1} - z^n_{i,j}\right) + \frac{1}{K}\frac{\Delta t}{\Delta y^2}\left[z^n_{i,j+1} - 2z^n_{i,j} + z^n_{i,j-1}\right] \tag{9}$$

После заполнения начального поля по начальным и граничным условиям проводится численный расчет следующего поля по формуле (9). Далее эта процедура повторяется до получения сходящего решения.

Из системы уравнения (4) находим поперечное составляющее скорости v после нахождения продольной скорости.

$$v^{n+1}_{i,j} = v^{n+1}_{i,j-1} + \frac{\Delta y}{\Delta x}\cdot\left(u^{N+1}_{i-1,j} - u^{N+1}_{i,j}\right)$$

Тестирование математической модели проводились сравнением стационарных профилей расчетных данных с экспериментальными дан
ными [4] (рис. 6).

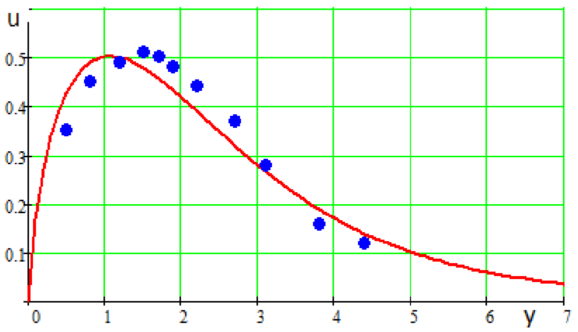


Рис.6. Сравнение стационарных профилей скорости с экспериментальными данными.

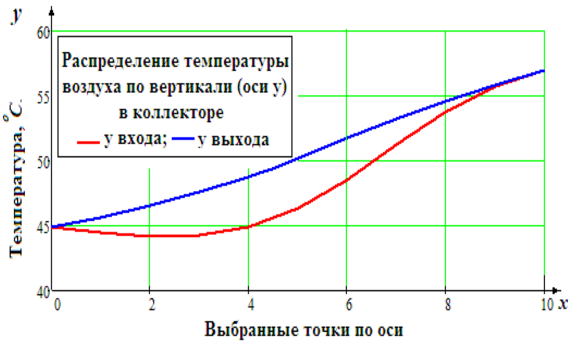


Рис.7. Распределение температуры по радиальному распределению в начале и в конце коллектора в начале дня.

На рис.7. приведены расчетные данные распределения температуры по радиальному распределению температуры в начале и в конце данного коллектора, вычисленные к 11-и часам. Видно, что в начале солнечного плоского коллектора в центральной части пока температура не большая, а в конце влияние температуры из аккумулятора тепла внутрь коллектора заметное.

Но это влияние будет ощутимо в жаркое время дня, например, на рис. 8 приведены распределение температуры в начале и в конце коллектора. Из рисунка видно, что по граничным условиям уже температура равняется с двух сторон. В начале дня температура поступающего на коллектор воздуха немного ниже, но в конце коллектора из-за теплопроводности и конвекции воздуха повышается.

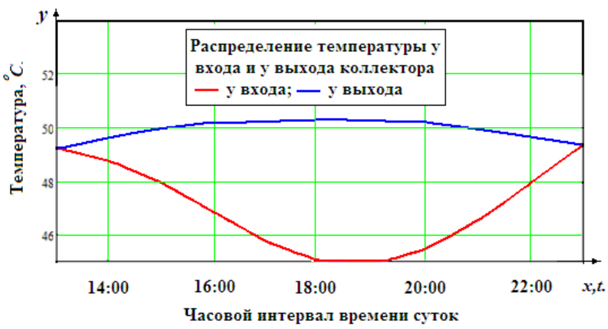


Рис.8. Распределение температуры в начале и в конце коллектора в конце дня.

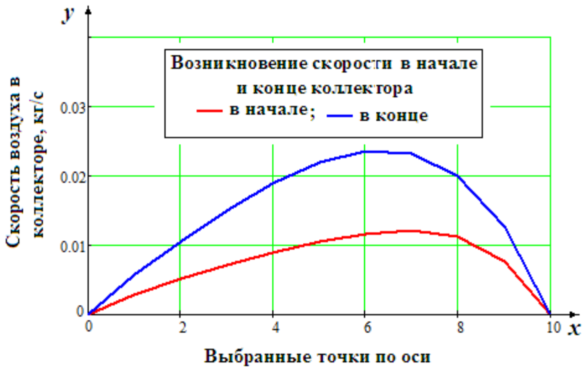


Рис. 9. Возникновение скорости в начале и конце коллектора, по данным, полученным в начале дня.

Влияние конвекции воздуха на возникновения скорости воздуха в коллекторе можно наблюдать на рисунках 9 и 10. На рисунке 9 приведены распределение скорости воздуха в начале и конце коллектора в начале дня. Из-за влияния температурного фактора скорость воздуха в конце коллектора становится больше в два раза, чем в начале коллектора. Максимум скорости воздуха смещена в сторону, где преобладает температура. Но и прослеживается влияние подъёмной силы, потому что максимум скорости воздуха смещена налево (в сторону уменьшение температура) из того места, где находится максимум температуры.

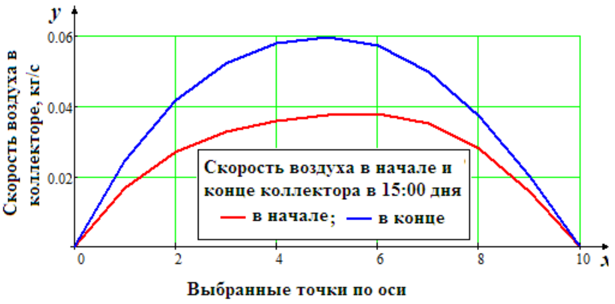


Рис.10. Возникновение скорости в начале и конце коллектора, по данным, полученным в 15-00 дня.

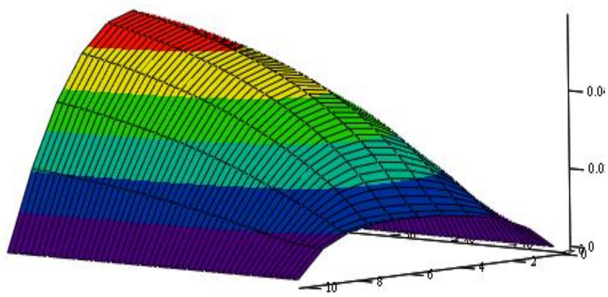


Рис.11. Распределение продольной скорости по коллектору в середине дня.

Влияние подъёмной силы еще сильна, когда температура становится еще больше в коллекторе. Например, на рис. 10 приведены данные вертикальной скорости в начале и в конце коллектора к 15-00 дня. Видно, что максимум скорость смещена еще к середину, ее значение в три раза выше, чем в начале дня. Из этого можно делать вывод, что максимум передачи тепла из коллектора происходит вследствие конвекции и подъёмной силы ко второй половине дня.

Трехмерное изображение распределения продольной скорости воздуха в коллекторе приведены на рис. 11. Данные для этих рисунок получены в середине дня, где видно появление и равномерное повышение скорости воздуха по длине коллектора. Видны линии распределения скорости в начале коллектора, повышение значений по передвижению на верх коллектора.

Заключение. Таким образом, установлены зависимость температур воздуха у входа и выхода из плоского солнечного коллектора, а также на поверхности аккумулятора тепла от времени измерения, сопоставлены экспериментальные и расчетные данные, то есть устанавливалась и сравнивалась четкая картинка взаимосвязей между переменными на основе методов многомерного анализа. Для оценки эффективности полученной модели выявлена средняя ошибка аппроксимации 7,7%. Цена модели также повышает уровень достоверности в производстве теплого воздуха с естественной циркуляцией конвекцией в плоских солнечных коллекторах.

ЛИТЕРАТУРА:

[1] *Nicholas Musembi Maundu at. al*. Air-flow Distribution Study and Performance Analysis of a Natural Convection Solar Dryer //American Journal of Energy Research, vol. 5, no. 1 (2017): 12-22. doi: 10.12691/ajer-5-1-2.1.

[2] *Augustus Leon A., Kumar S.* Mathematical modeling and thermal performance analisis of ungrazed solar collectors// Solar Energy 81 (2007) 62–75. www.elsevier.com/locate/solener

[3] *Poonam Rani, P.P. Tripathy*. Thermal characteristics of a flat plate solar collector: Influence of air mass flow rate and correlation analysis among process parameters// Solar Energy 211 (2020) 464–477. www.elsevier.com/locate/solener

[4] *Палани Г., Кирубавати Дж. Д., Кван Ёнг Ким.* Свободная конвекция на наклонной пластине при изменениях вязкости и температуропровод-ности// Теплофизика и аэромеханика, 2014, том 21, № 1.

[5] *Jumayev J., Shirinov Z., Kuldashev H.* Computer simulation of the convection process near a vertically located source.// International conference on information Science and Communikations Technologiyes (ICISCT) 4-6 november. 2019. Tashkent. Conference Proceedings. pp.635-638. DOI:10.1109 /ICISCT 47635.2019.9012046

[6] *Гебхарт Б., Джалурия Й., Махаджан Р.Л., Саммакия Б.* Свободно-конвективные течения, тепло и массообмен. Кн. 2. - М.: Мир, 1991. - 678с.

[7] *Мирзаев Ш.М., Кодиров Ж.Р.* Исследование и разработка воздушного коллектора для солнечной сушилки косвенного действия с естественной конвекцией.// «Альтернативная энергетика и экология». № 01. (395) 2022 й.

[8] *Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р.* Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2-х томах. - М: Мир, 1990. - 384 с.

[9] *Mirzaev Sh., Kodirov J., Khamraev S.I.* Method for determining the sizes of structural elements and semi-empirical formula of thermal characteristics of solar dryers. // APEC-V-2022 IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 1070 (2022) 012021.

[10] *Терехов В.И., Экаид А.Л.* Ламинарная свободная конвекция между вертикальными параллельными пластинами с различными температурами.// Теплофизика и аэромеханика, 2012, том 19, № 4

[11] *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. М: «Наука», 1974. 712 с.

Дата поступления
21.01.2023

Мирзаев Ш.М., Жумаев Ж., Қодиров Ж.Р., Ҳакимова С.Ш. Табиий ҳаво конвекцияли қуёш қуритгичини конструкцион такомиллаштириш ва математик моделлаштириш.

Аннотация: *Табиий ҳаво конвекциясининг интенсивлигини ошириш имконини берувчи шаффоф юза ва тоғ жинсли тошлар ёрдамида энергия тўплайдиган комбинацияланган қуритиш-сақлаш мосламаси яратилди ва ўрик маҳсулотларини қуритиш бўйича экспериментал тадқиқотлар ўтказилди. Ушбу экспериментал маълумотларга асосланиб, ушбу қуёш коллекторида ҳаво конвекциясининг математик модели тузилган. Экспериментал маълумотларни чегара шартлари сифатида ишлатиш учун регрессия тенгламалари тузилган. Математик модел сифатида чегаравий қатлам ва энергиянинг стационар икки ўлчовли тенгламалари Буссинеск яқинлашувида ишлатилган. Қуёшли кун давомида бутун коллектор бўйлаб ҳарорат ва тезлик ўзгаришларининг графиклари олинган. Олинган натижалар экспериментал маълумотларга қониқарли мос келади.*

Калит сўзлар: *қуритгич, табиий конвекция, ўрикни қуритиш, ҳаво, қуритиш камераси, қуритиш жараёни, математик модел, эмперик тенглама.*

Mirzaev Sh.M., Jumaev J., Kodirov J.R., Khakimova S.Sh. Constructional upgrade and mathematical modeling of a solar dryer with natural air convection

Abstract: *A combined drying-storage device with a transparent surface and energy accumulation using stones and rocks of jackdaw has been developed, which allows increasing the intensity of natural air convection, and an experimental study of drying apricot products has been carried out. Based on these experimental data, a mathematical model of air convection on this solar collector is formulated. To use experimental data as boundary conditions, regression equations were compiled. Nonstationary two-dimensional equations of the boundary layer and energy in the Boussinesq approximation were used as a mathematical model. Pictures of temperature and velocity changes were obtained throughout the entire collector cavity during a sunny day. The results obtained are in satisfactory agreement with the experimental data.*

Keywords: *dryer, natural convection, drying of apricots, air, drying chamber, drying process, mathematical model, empirical equation.*

УДК 532

ПРИМЕНЕНИЕ МАРШЕВОГО И SIMPLE МЕТОДОВ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ЗАДАЧИ ДОЗВУКОВОЙ ГОРЯЧЕЙ СТРУИ

[1]Маликов З.М., [1,3]Назаров Ф.Х., [2]Хайдаров С.И., [4]Адилов К.А.

[1]Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т.Уразбаева АН РУз, Ташкент, Узбекистан.
[2]Андижанский машиностроительный институт, Андижан, Узбекистан.
[3]Национальный университет Узбекистана имени Мирзо Улугбека, Ташкент, Узбекистан.
[4]Ташкентский государственный транспортный университет, Ташкент, Узбекистан.
E-mail: farruxnazar@mail.ru

Аннотация: *В данной работе проводится исследование горячей дозвуковой осесимметричной затопленной струи истекающий из сопла радиусом 25.4 мм. Для дозвуковой струи число Маха на выходе из сопла равно 0.376, а число Рейнольдса было равно 5600. Для исследования этой задачи использована двух-жидкостная модель турбулентности. Численные результаты данной модели получены как для полной, так и для упрощенной системы уравнений. Для численной реализации полной системы уравнений использован конечно-разностный метод и применена процедура SIMPLE. В упрощенной системе уравнений считалось давление постоянным и в диффузионной части уравнений пренебрегаются членами с производными в продольном направлении. Для численной реализации такой системы использован маршевый метод интегрирования уравнений в продольном направлении. Результаты двух-жидкостной модели сопоставляются с опытными данными из базы данных NASA.*

Ключевые слова: *уравнения Навье–Стокса, горячая дозвуковая струя, двухжидкостная модель, метод SIMPLE, маршевый метод.*

Введение. Процессы теплопередачи являются часто встречающимся явлением во многих практических задачах. Например, они являются определяющими в основных установках, используемых в энергетике, металлургии и химической промышленности, таких как печи, теплообменники, конденсаторы и реакторы. Работа самолетов и ракет основана на процессах, обусловленных течением газов, теплообменом и химическими реакциями. Теплопередача является ограничивающим фактором при проектировании электрооборудования и электронных схем. Загрязнение окружающей среды также связано с процессами тепло- и масса-обмена. По этой причине должны быть инструменты для эффективного управления ими. Этого можно достичь путем понимания сущности процессов и разработки методов получения их количественного описания. Обладая такими знаниями, можно выбирать лучшие технологии или конструкции, наиболее эффективные режимы работы различных установок, прогнозировать и контролировать потенциальные опасности как техногенного, так и экологического характера. Однако во многих случаях процессы теплообмена сопровождаются таким сложным явлением, как турбулентность. Турбулентность остается сложным и запутанным явлением в гидродинамике, и ее понимание имеет решающее значение для различных приложений в технике и технологиях. При работе со сжимаемыми жидкостями, например, в горячей струе, большую роль играют такие факторы, как колебания плотности и температуры. Моделирование турбулентного течения в сжимаемых жидкостях требует рассмотрения не только уравнений движения, но и тонкостей турбулентного теплопереноса. Проблемы в этой области, вероятно, возникают из-за необходимости в сложных математических моделях и вычислительных методах для точного моделирования и прогнозирования поведения турбулентных сжимаемых потоков. Взаимодействие гидродинамики, термодинамики и турбулентности делает эту проблему многогранной, требующей комплексного подхода. Исследователи и ученые продолжают углубляться в эти сложности, стремясь разработать улучшенные модели, симуляции и экспериментальные методы, чтобы улучшить наше понимание турбулентных сжимаемых потоков. Решение нерешенных проблем в этой области может привести к прогрессу в различных технологических приложениях, таких как аэрокосмическая техника и другие высокоскоростные жидкостные системы[1–3] .

Наш обзор подходов к математическому моделированию турбулентности дает ценную информацию о проблемах, стоящих в этой области. Целью прямого численного моделирования DNS является решение полных уравнений Навье-Стокса, обеспечивая детальное и точное моделирование турбулентного потока путем разрешения всех масштабов движения. Основным ограничением являются высокие вычислительные затраты, связанные с решением всего диапазона турбулентных масштабов, что делает его в настоящее время непрактичным для многих инженерных приложений [4–6].

Моделирование больших вихрей (LES) предполагает непосредственное разрешение более крупных турбулентных структур и моделирование эффекта меньших масштабов с целью достижения баланса между точностью и вычислительными затратами. Хотя LES более эффективен в вычислительном отношении, чем DNS, он все равно требует значительных ресурсов. Вблизи сплошных стен уточнение расчетной сетки может оказаться затруднительным, что делает LES менее практичным для решения определенных инженерных задач [7, 8].

Эти ограничения подчеркивают продолжающуюся борьбу за поиск эффективных, но точных методов моделирования турбулентных потоков, особенно в инженерных приложениях. Исследователи постоянно работают над совершенствованием существующих моделей, разработкой гибридных подходов и изучением инноваций для преодоления этих проблем. Стоит отметить, что, несмотря на текущие ограничения, прогресс в вычислительной мощности и численных методах может со временем привести к усовершенствованию этих подходов. Кроме того, для решения проблем моделирования турбулентных потоков в различных контекстах также исследуются альтернативные методы, такие как моделирование методом осреднения уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу (RANS), моделирование отдельных вихрей и гибридные модели. Конечная цель – разработать универсальные и точные методы моделирования, которые можно будет применять для решения широкого спектра практических инженерных задач [9–11].

Полуэмпирический подход Рейнольдса основан на усредненных по времени уравнениях Навье-Стокса и энергии. После усреднения появляются неизвестные турбулентные напряжения и тепловой поток, что приводит к незамкнутой системе уравнений. Модели RANS стремятся замкнуть систему уравнений путем введения турбулентных коэффициентов с использованием обобщенной гипотезы Буссинеска [12]. На основе аналогии передачи импульса и тепла в турбулентном потоке предполагается линейная связь между турбулентными коэффициентами вязкости и теплопроводности. Турбулентное число Прандтля вводится как отношение турбулентной кинематической вязкости к турбулентной температуропроводности. Турбулентное число Прандтля не является универсальным и варьируется в зависимости от анизотропной турбулентности и различных режимов течения[13].

Универсальной RANS модели турбулентности не существует, и каждая модель ограничена определенными классами турбулентности. Внесены многочисленные исправления и модификации для устранения ограничений, таких как сжимаемость, вращение и другие характеристики потока. Исследователи сталкиваются с проблемой выбора и модификации моделей на основе конкретных инженерных задач, требующих глубоких знаний различных моделей турбулентности. Разработка универсальной модели турбулентности обозначена как актуальная проблема гидродинамики. Исследователи продолжают изучать новые подходы и модификации для повышения точности и универсальности моделей турбулентности для более широкого спектра инженерных приложений.

Кроме вышеперечисленных подходов существует еще двух-жидкостный подход к проблеме турбулентности. Данный подход был предложен Сполдингом [14]. Модель турбулентности на основе двух-жидкостного подхода была протестирована для многих задач турбулентности. Полученные результаты показали высокую точность, чем модели RANS. Однако модель Сполдинга не получила широкого применения. Причиной этому было то, что для определения некоторых параметров турбулентности были использованы различные гипотезы и использованы дополнительные уравнения. В результате количество решаемых уравнений стало больше, чем в известных RANS моделях. Дальнейшее развитие концепции двух-жидкостного подхода к проблеме турбулентности получено в работе [15]. В данной работе в отличие от модели Сполдинга не привлекаются дополнительные уравнения и необходимые параметры турбулентности определяются на основе кинетической теории. Поэтому разработанная модифицированная двух-жидкостная модель имеет достаточно компактный вид. В дальнейшем в [16,17] на основе нового двух-жидкостного подхода моделируется турбулентный перенос тепла в сжимаемой среде, а в [18] успешно моделируются процессы динамики и переноса вещества для многокомпонентного потока. В указанных работах проведена валидация модифицированного двух-жидкостного подхода сопоставлением численных результатов с данными известных экспериментальных работ. Показано, что модель имеет высокую точность, проста для численной реализации и обладает хорошей устойчивостью.

Физическая и математическая постановки задачи. Для численного исследования поставленной задачи уравнение распространения тепла в жидкостях и уравнения Навье-Стокса движения жидкостей или газов рассчитываются совместно. Система уравнений новой двух-жидкостной модели имеет вид [16]

$$\begin{cases} \dfrac{\partial \overline{V_j}}{\partial x_j}=0, \\ \dfrac{\partial \overline{V_i}}{\partial \tau}+\overline{V}_j\dfrac{\partial \overline{V_i}}{\partial x_j}+\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial \overline{p}}{\partial x_i}=\dfrac{\partial}{\partial x_j}\left[\nu\left(\dfrac{\partial \overline{V_i}}{\partial x_j}+\dfrac{\partial \overline{V_j}}{\partial x_i}\right)-\vartheta_j\vartheta_i\right], \\ \dfrac{\partial \vartheta_i}{\partial \tau}+\overline{V}_j\dfrac{\partial \vartheta_i}{\partial x_j}=-\vartheta_j\dfrac{\partial \overline{V_i}}{\partial x_j}+\dfrac{\partial}{\partial x_j}\left[\nu_{ij}\left(\dfrac{\partial \vartheta_i}{\partial x_j}+\dfrac{\partial \vartheta_j}{\partial x_i}\right)\right]+\dfrac{F_{fi}}{\rho}+\dfrac{F_{\perp i}}{\rho}, \\ \dfrac{\partial \overline{T}}{\partial \tau}+\overline{V_j}\dfrac{\partial \overline{T}}{\partial x_j}=\dfrac{\partial\left(k\,\partial \overline{T}/\partial x_j-\vartheta_j t\right)}{\partial x_j}, \\ \dfrac{\partial t}{\partial \tau}+\overline{V_j}\dfrac{\partial t}{\partial x_j}=\vartheta_j\dfrac{\partial \overline{T}}{\partial x_j}+\dfrac{\partial}{\partial x_j}k_j\dfrac{\partial \overline{T}}{\partial x_j}-K_t t. \end{cases} \tag{1}$$

$$\nu_{ij}=3\nu+2\left|\frac{\vartheta_j\vartheta_i}{\mathbf{def}\left(\overline{\mathbf{V}}\right)}\right| \; for\, i\neq j, \quad \nu_{ii}=3\nu+\frac{1}{div\vartheta}\left|\frac{\vartheta_k\vartheta_k}{\mathbf{def}\left(\overline{\mathbf{V}}\right)}\right|\frac{\partial \vartheta_k}{\partial x_k},$$

$$k_j=3k+2\left|\frac{t\vartheta_j}{\mathbf{grad}\overline{T}}\right|,$$

$$\boldsymbol{F}_f=-\rho K_f\boldsymbol{\vartheta}, \qquad \boldsymbol{F}_\perp=\rho C_s\boldsymbol{rot}\overline{\mathbf{V}}\times\boldsymbol{\vartheta}.$$

Здесь $\overline{\rho}C_s\left[rot\vec{V}\times\vec{\vartheta}\right]$ – сила Сеффмена, K_f - коэффициент трения и K_t – коэффициент теплопередачи, которые равны

$$K_f = C_1\lambda_{\max} + C_2 \frac{\left|\vec{l}\cdot\vec{\vartheta}\right|}{l^2}, \quad K_t = C_{t1}\lambda_{\max} + C_{t2}\left|C\tau_w grad\overline{T}/q_w\right| \tag{2}$$

Первые члены в K_f, K_t означают вклад вихревого потока, а вторые влияние стенки на коэффициенты. В выражениях (2) эмпирические константы C_1=0.7825, C_2=0.306, C_{t1}=0.92, C_{t2}=0.3, C_s=0.2, l – ближайшее расстояние до стенки, τ_w – напряжение трения стенки

Здесь λ_{max} является наибольшим корнем характеристического уравнения

$$\det\left(A-\lambda E\right)=0,$$

где A является матрицей

$$A=\begin{vmatrix} -\dfrac{\partial\vec{V}_1}{\partial x_1} & -\dfrac{\partial\vec{V}_1}{\partial x_2}+C_s\zeta_3 & -\dfrac{\partial\vec{V}_1}{\partial x_3}+C_s\zeta_2 \\ -\dfrac{\partial\vec{V}_2}{\partial x_1}+C_s\zeta_3 & -\dfrac{\partial\vec{V}_2}{\partial x_2} & -\dfrac{\partial\vec{V}_2}{\partial x_3}+C_s\zeta_1 \\ -\dfrac{\partial\vec{V}_3}{\partial x_1}+C_s\zeta_2 & -\dfrac{\partial\vec{V}_3}{\partial x_2}+C_s\zeta_1 & -\dfrac{\partial\vec{V}_3}{\partial x_3} \end{vmatrix} \tag{3}$$

Здесь $\zeta = rot\overline{V}$.

Математическая постановка задачи

В эксперименте использовалась струя радиусом 1 дюйм (25,4 мм). Условия для поставленной задачи, следующие:

$$\frac{T_{jet}}{T_0}=1.831388,\ M_{jet}=\frac{U_{jet}}{\sqrt{\gamma RT_0}}=0.376,\ \mathrm{Re}=\frac{U_{jet}R_0}{\nu_0}=5600,\ \rho_{jet}=0.5517\rho_0.$$

Здесь $T_0, \rho_0, \nu_0 -$ температура, плотность и вязкость окружающего воздуха, $U_{jet}, T_{jet}, \rho_{jet} -$ скорость, температура и плотность струи воздуха на выходе из сопла.

Соответствующие условия струи достигаются путем установки общего давления и температуры на входной поверхности струи, как показано на рисунке 1 [19].

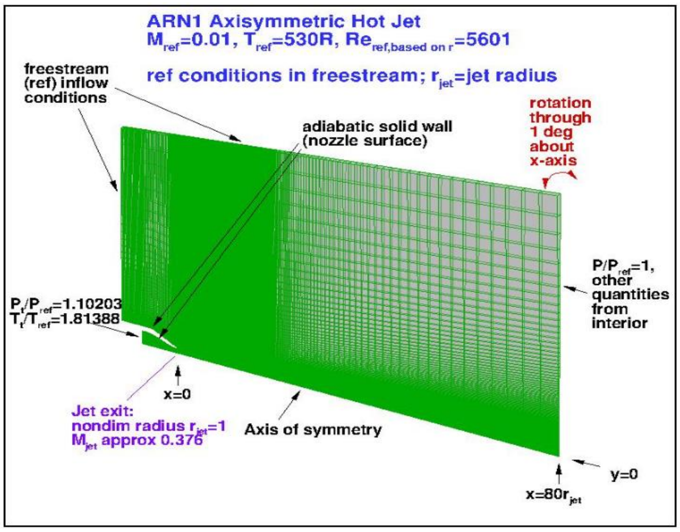


Рис. 1. Условия осесимметричной дозвуковой горячей струи и расчетная сетка

Струи имеют большое практическое значение. Поэтому они экспериментально достаточно хорошо изучены, и являются хорошими тестовыми задачами для проверки турбулентных моделей. Для моделирования осесимметричных струй выберем цилиндрическую систему координат. Для упрощения уравнений по теории Прандтля можно пренебречь членами с производными в продольном направлении. Тогда систему (1) запишем

$$
\begin{cases}
\dfrac{\partial\rho}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho U}{\partial z}+\dfrac{\partial\rho V}{r\partial r}=0,\\
\dfrac{\partial\rho U}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho UU}{\partial z}+\dfrac{\partial r\rho UV}{r\partial r}+\dfrac{\partial P}{\partial z}=\dfrac{\partial}{r\partial r}\left[\rho r\nu\dfrac{\partial U}{\partial r}\right]-\dfrac{\partial\rho ru\vartheta}{r\partial r}-\dfrac{\partial\rho uu}{\partial z},\\
\dfrac{\partial\rho V}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho UV}{\partial z}+\dfrac{\partial r\rho VV}{r\partial r}+\dfrac{\partial P}{\partial r}=\dfrac{\partial}{r\partial r}\left[\rho r\nu\dfrac{\partial V}{\partial r}\right]-\dfrac{\rho\nu V}{r^2}-\dfrac{\partial\rho r\vartheta\vartheta}{r\partial r}-\dfrac{\partial\rho u\vartheta}{\partial z},\\
\dfrac{\partial\rho u}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho Uu}{\partial z}+\dfrac{\partial r\rho uV}{r\partial r}=-\left(1-C_s\right)\rho\dfrac{\partial U}{\partial r}\vartheta-\rho\dfrac{\partial U}{\partial z}u+\dfrac{\partial}{r\partial r}\left[\rho r\nu_{zr}\dfrac{\partial u}{\partial r}\right]-K_f\rho u,\\
\dfrac{\partial\rho\vartheta}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho U\vartheta}{\partial z}+\dfrac{\partial r\rho V\vartheta}{r\partial r}=-C_s\rho\dfrac{\partial U}{\partial r}u+\dfrac{\partial}{r\partial r}\left[2\rho\nu_{rr}\dfrac{\partial\vartheta}{\partial r}\right]-K_f\rho\vartheta,\\
\dfrac{\partial\rho T}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho UT}{\partial z}+\dfrac{\partial r\rho VT}{r\partial r}=\dfrac{\partial}{r\partial r}\left[\rho rk\dfrac{\partial T}{\partial r}-\rho rt\vartheta\right],\\
\dfrac{\partial\rho t}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho Ut}{\partial z}+\dfrac{\partial r\rho Vt}{r\partial r}=-\rho\dfrac{\partial T}{\partial r}\vartheta+\dfrac{\partial}{r\partial r}\left[\rho rk_r\dfrac{\partial t}{\partial r}\right]-K_t\rho t,\\
\nu_{zr}=3\nu+2\left(\dfrac{u\vartheta}{\frac{\partial U}{\partial r}}\right),\nu_{rr}=3\nu+2\left(\dfrac{\vartheta\vartheta}{\frac{\partial U}{\partial r}}\right),\ k_r=3k+2\left(\dfrac{t\vartheta}{\frac{\partial T}{\partial r}}\right),\ p=\rho RT.
\end{cases}
\tag{4}
$$

В данной системе уравнений R газовая постоянная для воздуха. Наибольший корень характеристического уравнения (1) для системы (4) равен

$$
\lambda_{\max}=\sqrt{C_s\left(1-C_s\right)}\left|\frac{\partial U}{\partial r}\right|. \tag{5}
$$

Для рассматриваемой задачи отсутствует твердая стенка. Поэтому коэффициенты трения и теплопередачи соответственно будут равны

$$
K_f=C_1\sqrt{C_s\left(1-C_s\right)}\left|\frac{\partial U}{\partial r}\right|,K_t=C_{t_1}\sqrt{C_s\left(1-C_s\right)}\left|\frac{\partial U}{\partial r}\right|. \tag{6}
$$

Для численной реализации системы (4) сделано преобразование координат[20]

$$
\begin{gathered}
\xi={}^{z}\!/_{R_0},\ \eta=\sqrt{r/R_0},\\
\frac{\partial}{\partial z}=\frac{\partial}{R_0\partial\xi},\ \frac{\partial}{\partial r}=\frac{1}{2\sqrt{R_0 r}}\frac{\partial}{\partial\eta}.
\end{gathered}
\tag{7}
$$

Данное преобразование сгущает расчетную сетку около оси. Для приведения системы уравнений (4) к безразмерному скорости соотнесены к скорости струи на выходе из сопла - U_{jet}, температуры к температуре окружающей среды - T_0.

$$
\begin{cases}
\dfrac{\partial U}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho UU}{R_0\rho\partial\xi}+\dfrac{\partial r\rho UV}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}+\dfrac{\partial P}{R_0\rho\partial\xi}=\dfrac{\partial}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}\left[\rho r\nu\dfrac{\partial U}{2\sqrt{R_0 r}\partial\eta}\right]-\dfrac{\partial\rho ru\vartheta}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}-\dfrac{\partial\rho uu}{R_0\rho\partial\xi},\\
\dfrac{\partial V}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho UV}{\rho R_0\partial\xi}+\dfrac{\partial r\rho VV}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}+\dfrac{\partial P}{2\sqrt{R_0 r}\rho\partial\eta}=\dfrac{\partial}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}\left[\rho r\nu\dfrac{\partial V}{2\sqrt{R_0 r}\partial\eta}\right]-\dfrac{\rho\nu V}{r^2}-\dfrac{\partial\rho r\vartheta\vartheta}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}-\dfrac{\partial\rho u\vartheta}{\rho R_0\partial\xi},\\
\dfrac{\partial T}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho UT}{\rho R_0\partial\xi}+\dfrac{\partial r\rho VT}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}=\dfrac{\partial}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}\left[\rho rk\dfrac{\partial T}{2\sqrt{R_0 r}\partial\eta}\right]-\dfrac{\partial\rho rt\vartheta}{\rho r\partial\eta}-\dfrac{\partial\rho t\vartheta}{\rho\partial\xi},\\
\dfrac{\partial u}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho Uu}{\rho R_0\partial\xi}+\dfrac{\partial r\rho uV}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}=-\left(1-C_s\right)\dfrac{\partial U}{2\sqrt{R_0 r}\partial\eta}\vartheta-\dfrac{\partial U}{R_0\partial\xi}u+\dfrac{\partial}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}\left[\rho r\nu_{zr}\dfrac{\partial u}{\partial\eta}\right]-K_f u,\\
\dfrac{\partial\vartheta}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho U\vartheta}{\rho\partial\xi}+\dfrac{\partial r\rho V\vartheta}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}=-C_s\dfrac{\partial U}{\partial r}u+\dfrac{\partial}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}\left[2\rho\nu_{rr}\dfrac{\partial\vartheta}{2\sqrt{R_0 r}\partial\eta}\right]-K_f\vartheta,\\
\dfrac{\partial t}{\partial\tau}+\dfrac{\partial\rho Ut}{\rho R_0\partial\xi}+\dfrac{\partial r\rho Vt}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}=-\rho\dfrac{\partial T}{2\sqrt{R_0 r}\partial\eta}\vartheta+\dfrac{\partial}{2\sqrt{R_0 r}\rho r\partial\eta}\left[\rho rk_r\dfrac{\partial t}{2\sqrt{R_0 r}\partial\eta}\right]-K_t\rho t.
\end{cases}
\tag{8}
$$

Для получения стационарного решения системы (8) использован метод установления, а для согласования давления и скоростей использована разнесенная расчетная сетка. Т.е. скорости и давление находились в точках, расположенные в шахматном порядке. Коррекция скоростей на каждом временном шаге проводилась методом SIMPLE [21]. Конвективные члены в системе (8) аппроксимировались разностью против потока точностью второго порядка в явном, а диффузионные члены аппроксимировались центральной разностью в неявном виде. Для учета сжимаемости среды в уравнении неразрывности через поправку на давление, также проводится коррекция на плотность

$$\rho' = \frac{p'}{\gamma RT}$$

. Относительные скорости были равны

$$u = 0.09U_{jet},\ \vartheta = 0.045U_{jet}\eta^2,\ t = 0\ at\,\xi = 0\,and\,\eta < 1$$

Для системы (6) поставлены следующие граничные условия:

$$U = 0,\ T = T_0,\ \rho = \rho_0,\ u = \vartheta = t = 0\ at\ \eta \to \infty,\ \frac{\partial U}{\partial \eta} = \frac{\partial T}{\partial \eta} = \frac{\partial u}{\partial \eta} = \frac{\partial t}{\partial \eta} = 0,\ V = \vartheta = 0\ at\ \eta = 0.$$

В дали от сопла ставились условия экстраполяции второго порядка точности:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial \xi^2} = \frac{\partial^2 U}{\partial \xi^2} = \frac{\partial^2 V}{\partial \xi^2} = \frac{\partial^2 T}{\partial \xi^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} = \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial \xi^2} = \frac{\partial^2 t}{\partial \xi^2} = 0.$$

Шаги интегрирования были равны $\Delta\tau = 0.0025, \Delta\eta = 0.01,\ \Delta\xi = 0.2$.

Известно, что при малых значениях числа Маха для струи можно предположить давление постоянным. Данное предположение существенно облегчает решение стационарных параболизованных уравнений для струи, т.к. интегрирование можно проводить маршевым путем. Однако вопрос о справедливости такого приема для горячей турбулентной струи остается открытым. Поэтому для сравнения получены также результаты и для струй с постоянным давлением. Для этой цели сделан переход к новым переменным $z, r \to \xi, \psi$, где функция тока ψ удовлетворяет условиям

$$\rho U = \frac{\psi\partial\psi}{r\partial r},\ \rho V = -\frac{\psi\partial\psi}{r\partial z}$$

В новых переменных параболизованная система уравнений будет иметь вид

$$\begin{cases} \dfrac{\partial T}{\partial \xi} = -\dfrac{\partial \rho r t \vartheta}{\psi\partial\psi} + \dfrac{\partial}{\psi\partial\psi}\left(\dfrac{\rho^2 r^2 U k}{\psi}\dfrac{\partial T}{\partial\psi}\right); \\ \dfrac{\partial t}{\partial \xi} = -\dfrac{\rho r \vartheta}{\psi}\dfrac{\partial T}{\partial \psi} + \dfrac{\partial}{\psi\partial\psi}\left(\dfrac{\rho^2 r^2 U k_t}{\psi}\dfrac{\partial t}{\partial\psi}\right) - \dfrac{K_t}{U}t; \\ \dfrac{\partial U}{\partial \xi} = \dfrac{\partial}{\psi\partial r}\left(\dfrac{\rho^2 r^2 U}{\mathrm{Re}\psi}\dfrac{\partial U}{\partial\psi}\right) - \dfrac{\partial \rho r u \vartheta}{\psi\partial\psi}; \\ \dfrac{\partial u}{\partial \xi} = \left(C_s - 1\right)\dfrac{\rho r \vartheta}{\psi}\dfrac{\partial U}{\partial\psi} + \dfrac{\partial}{\psi\partial\psi}\left(\dfrac{\rho^2 r^2 U \nu_{zr}}{\psi}\dfrac{\partial u}{\partial\psi}\right) - \dfrac{K_f}{U}u; \\ \dfrac{\partial \vartheta}{\partial \xi} = -C_s\dfrac{\rho r u}{\psi}\dfrac{\partial U}{\partial\psi} + \dfrac{\partial}{\psi\partial\psi}\left(\dfrac{2\rho^2 r^2 U \nu_{rr}}{\psi}\dfrac{\partial \vartheta}{\partial\psi}\right) - \dfrac{2\nu_{rr}\vartheta}{Ur^2} - \dfrac{K_f}{U}\vartheta. \end{cases} \quad (9)$$

Рассматриваемая задача входит в тестовые задачи базы данных NASA и опытные данные представлены в работах [19]. На рисунке 2 показана безразмерная осевая продольная скорость потока в зависимости от безразмерного расстояния до среза сопла для начального и переходного участков круглой струи.

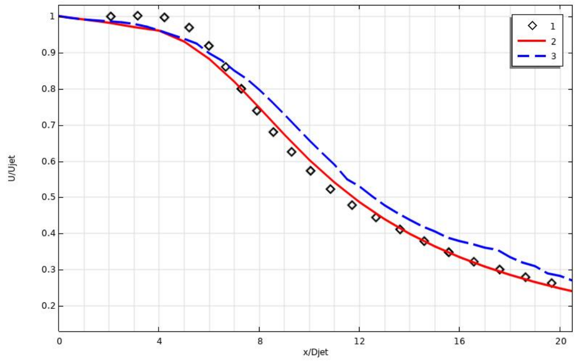
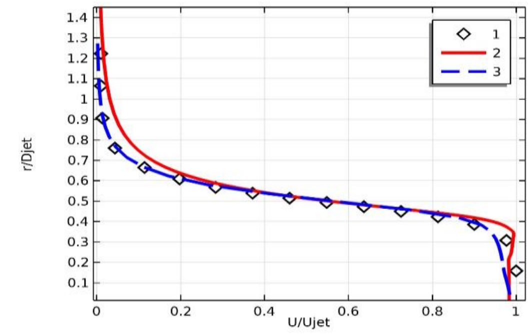


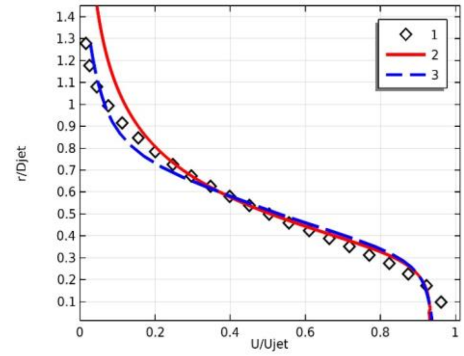
Рис. 2. Безразмерная осевая скорость потока горячей дозвуковой струи. 1-эксп., 2-двух-жидкостная модель (параболизованная система), 3- двух-жидкостная модель (полная система).

Рис. 2 показывает, что двух-жидкостная модель очень близка к экспериментальным результатам как для полной, так и для параболизованной систем уравнений. Видно, что результаты для параболизованных уравнений даже лучше согласуется с опытными данными, чем решение полной системы уравнений. Это можно объяснить тем, что для реализации полной системы уравнений использована достаточно грубая расчетная сетка.

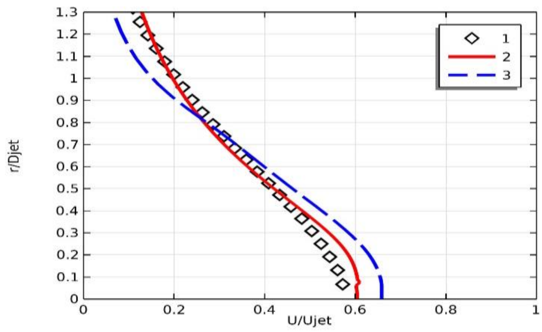
На рисунках 3-5 представлены профили безразмерных продольной, поперечной скоростей и турбулентного напряжения.



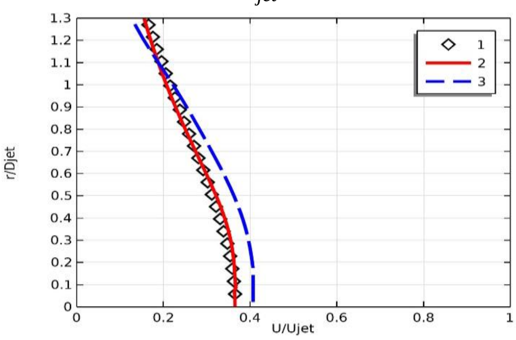
$x/D_{jet} = 2$



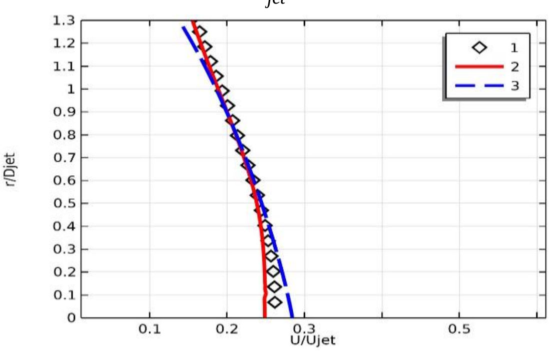
$x/D_{jet} = 5$



$x/D_{jet} = 10$



$x/D_{jet} = 15$

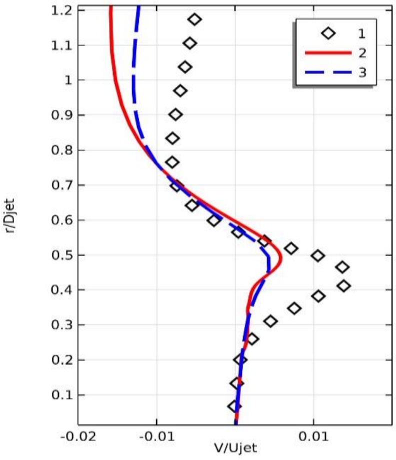


$x/D_{jet} = 20$

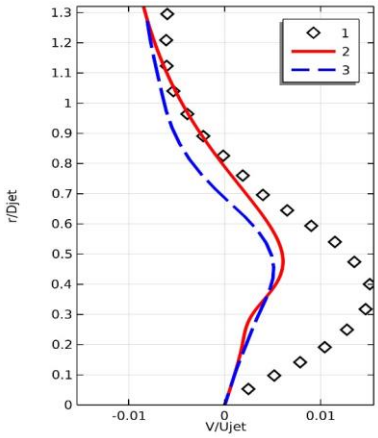
Рис. 3. Сравнение результатов профилей продольных скоростей осесимметричной горячей дозвуковой струи для различных сечений. 1-эксп., 2-двух-жидкостная модель (параболизованная система), 3-двух-жидкостная модель (полная система).

Из рис. 3 видно, что наиболее близкие результаты к экспериментальным замерам наблюдаются для двух-жидкостной с параболизованной системой уравнения.

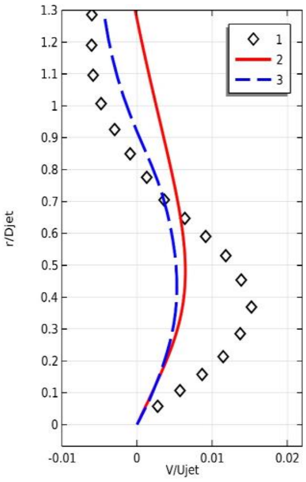
На рис. 4 представлены результаты для радиальной скорости потока. Здесь соответствие результатов всех моделей носит в основном качественный характер. Это можно объяснить тем, что значения поперечной скорости малы и соизмеримы с погрешностью численного расчета.



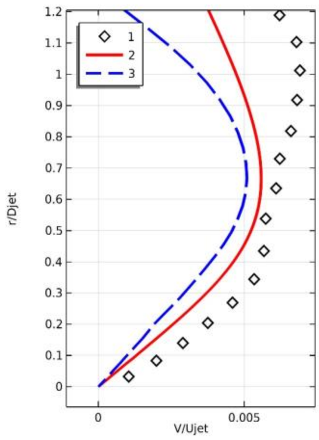
$x / D_{jet} = 2$



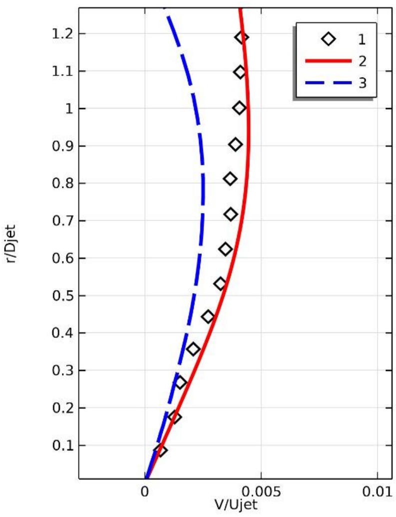
$x / D_{jet} = 5$



$x / D_{jet} = 10$



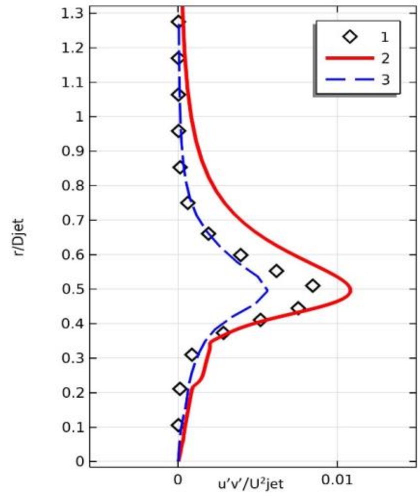
$x / D_{jet} = 15$



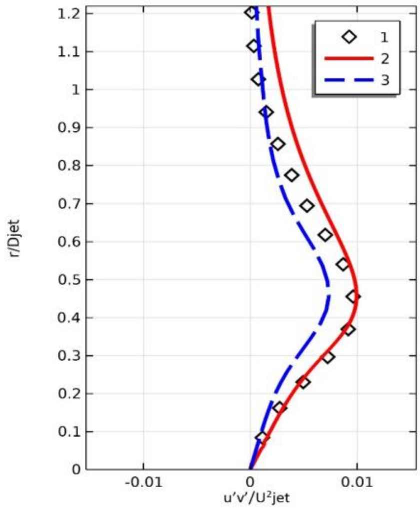
$x / D_{jet} = 20$

Рис.4. Сравнение результатов профилей поперечных скоростей осесимметричной горячей дозвуковой струи для различных сечений. 1-эксп., 2-двух-жидкостная модель (параболизованная система), 3- двух-жидкостная модель (полная система).

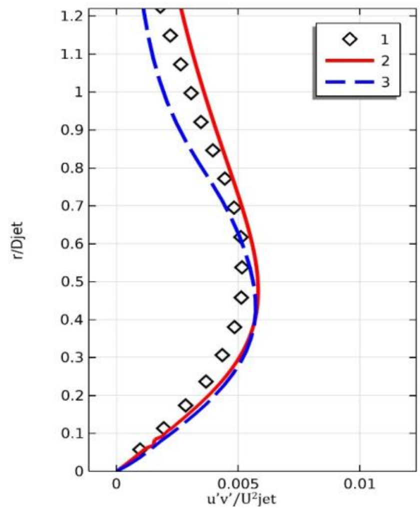
На рис. 5 показаны результаты для профилей нормальных напряжений в различных сечениях. Здесь более удовлетворительное соответствие с опытными данными показывают результаты полученные для параболизованной системы уравнений двух-жидкостной чем полной. Это также объясняется тем, что для реализации полной системы уравнений использована достаточно грубая расчетная сетка.



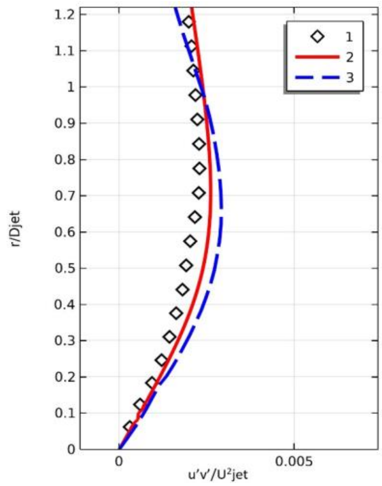
$x / D_{jet} = 2$



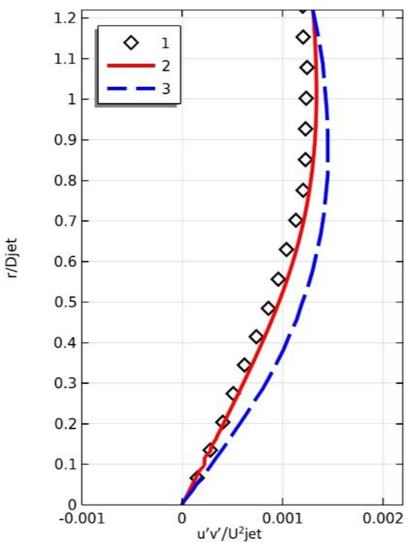
$x / D_{jet} = 5$



$x / D_{jet} = 10$



$x / D_{jet} = 15$



$x / D_{jet} = 20$

Рис. 5. Сравнение результатов профилей турбулентного напряжения осесимметричной горячей дозвуковой струи для различных сечений. 1-эксп., 2-двух-жидкостная модель (параболизованная система), 3- двух-жидкостная модель (полная система).

На рис.6 и 7 показаны результаты распределения безразмерной температуры по оси и профилей температуры в различных сечениях горячей дозвуковой струи. Так как в базе данных NASA отсутствует данные по температуре сравнительный анализ представлен только между результатами полученными для параболизованной и полной систем уравнений двух-жидкостной модели. Как видно из рис. 6 вблизи сопла до 5 калибра результаты обеих методов идентичны и после, достаточно заметно отличаются друг от друга.

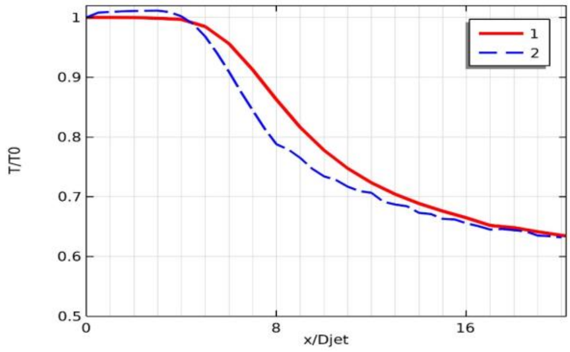
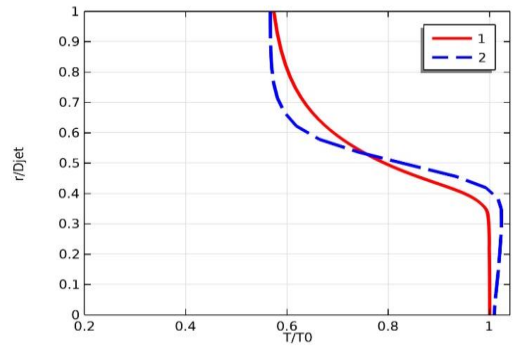
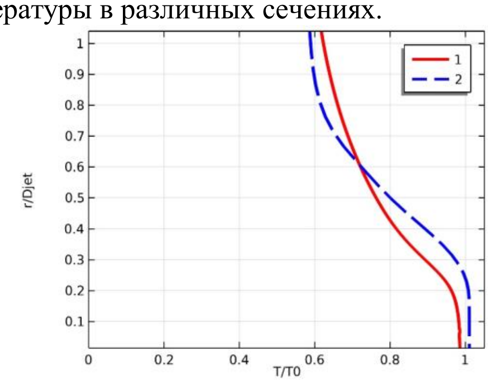


Рис. 6. Сравнение результатов распределения температуры по оси в осесимметричной горячей дозвуковой струе. 1-двух-жидкостная модель (параболизованная система), 2- двух-жидкостная модель (полная система).

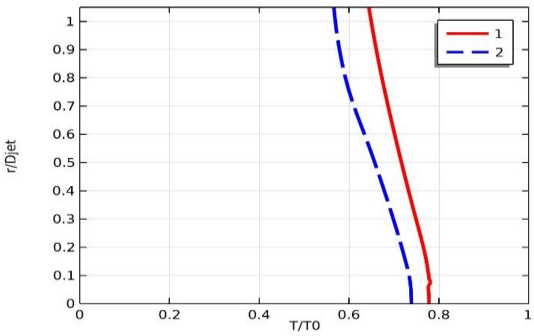
На рисунке 7 демонстрируются профили температуры в различных сечениях.



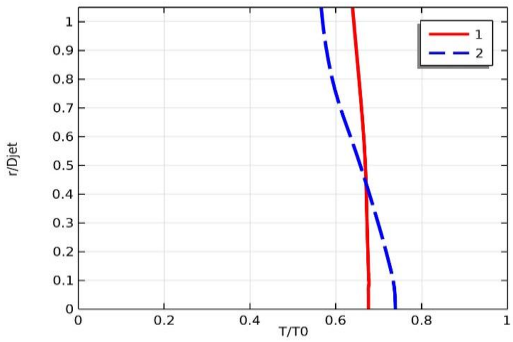
$x/D_{jet} = 2$



$x/D_{jet} = 5$



$x/D_{jet} = 10$



$x/D_{jet} = 15$

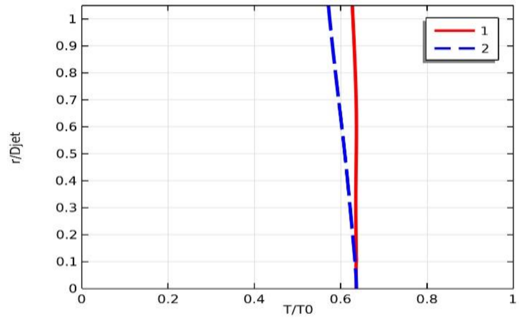


Рис. 7. Сравнение результатов осесимметричной горячая дозвуковая струи при использовании модели турбулентности с опытными данными профили температуры для различных сечений в условиях эксперимента. 1-эксп., 2-двух-жидкостная модель (параболизованная система).

$$x / D_{jet} = 20$$

Выводы. Из вышеуказанных результатов можно сделать вывод, что для задач горячей дозвуковой турбулентной струи численные результаты двух-жидкостной модели адекватны по отношению экспериментальным данным. Показано, что полностью параболизованная система уравнений эффективна для дозвуковой струи с малым числом Маха. Численные результаты для полной системы уравнений оказались чувствительными к размерам вычислительной сетки. Таким образом, двух-жидкостную модель турбулентности можно рекомендовать для исследования струйных потоков как наиболее эффективная модель.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Duhamel P., “A Detailed Derivation of Conditioned Equations for Intermittent Turbulent Flows,” *Letters Heat Mass Transfer*, Vol. 8, 1981, pp. 491–502.

[2] Dopazo C., “On Conditioned Averages for Intermittent Turbulent Flows,” *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 81, No. 3, 1977, pp. 433–438.

[3] Libby P. A., “On the Prediction of Intermittent Turbulent Flows,” *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 68, No. 2, 1975, pp. 273–295.

[4] Sreenivasan K.R., Raghu S., Kyle D., “Absolute Instability in Variable Density Round Jets,” *Experiments in Fluids*, Vol. 7, No. 5, 1989, pp. 309–317.

[5] Ahmed S.A., So R.M.C., Mongia H. C., “Density Effects on Jet Characteristics in Confined Swirling Flow,” *Experiments in fluids*, Vol. 3, 1985, pp. 231–238.

[6] Chen C. J., Rodi W., “Vertical Turbulent Buoyant Jets: A Review of Experimental Data,” *NASA Sti/Recon Technical Report A*, Vol. 80, 1980, p. 23073.

[7] Monkewitz P. A., and Pfizenmaier, E., “Mixing by Side Jets’’in Strongly Forced and Self- excited Round Jets,” *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, Vol. 3, No. 5, 1991, pp. 1356–1361.

[8] Monkewitz P. A., Lehmann, B., Barsikow, B., and Bechert, D. W., “The Spreading of Self- excited Hot Jets by Side Jets,” *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, Vol. 1, No. 3, 1989, pp. 446–448.

[9] Spalart P., and Allmaras, S., “A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows,” 1992.

[10] Menter F. R., Kuntz, M., and Langtry, R., “Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model,” *Turbulence, heat and mass transfer*, Vol. 4, No. 1, 2003, pp. 625–632.

[11] Menter F., “Zonal Two Equation Kw Turbulence Models for Aerodynamic Flows,” 1993.

[12] Boussinesq J., “Essai Sur La Théorie Des Eaux Courantes,” Impr. nationale, 1877.

[13] Prandtl L., “Untersuchungen Zur AusgebildeteTurbulenz.-Zeitschr. F,” *Angew. Math. u. Mech*, Vol. 5, 1925.

[14] Spalding D. B., “A Turbulence Model for Buoyant and Combusting Flows,” *International journal for numerical methods in engineering*, Vol. 24, No. 1, 1987, pp. 1–23.

[15] Malikov Z., “Mathematical Model of Turbulence Based on the Dynamics of Two Fluids,” *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 82, 2020, pp. 409–436.

[16] Alam, M. M., Malikov, Z. M., Malikov, B. Z., Mehdi, A., Gorji, M. R., and Belhadj, W., “Mathematical Model of Turbulent Compressible Flow Based on Two-Fluid Approach,” *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, Vol. 144, 2023, p. 104742.

[17] Malikov Z. M., “Mathematical Model of Turbulent Heat Transfer Based on the Dynamics of Two Fluids,” *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 91, 2021, pp. 186–213.

[18] Malikov Z. M., “Modeling a Turbulent Multicomponent Fluid with Variable Density Using a Two-Fluid Approach,” *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 104, 2022, pp. 34–49.

[19] “Axisymmetric Hot Subsonic Jet.” Retrieved 13 February 2024. ttps://turbmodels.larc.nasa.gov/jetsubsonichot_val.html

Дата поступления
09.01.2024

Маликов З.М., Назаров Ф.Х., Хайдаров С.И., Адилов К.А. Иссиқ товуш тезлигидан паст струя масаласи учун сонли ечишнинг марш ва simple усулларини қўллаш

Аннотация: *Мақолада 25,4 мм радиусли соплодан оқиб чиқаётган иссиқ товуш тезлигидан паст струяли оқим ўрганилмоқда. Соплодан оқиб чиқишдаги мах сони 0,376, Рейнольдс сони эса 5600 га тенг. Ушбу масалани ўрганиш учун турбулентликнинг икки суюқлик модели ишлатилган. Модельнинг сонли натижалари тўлиқ ва соддалаштирилган тенгламалар тизими учун олинган. Тенгламаларнинг тўлиқ тизимини сонли ечиш учун чекли айирмалар усулига асосланган SIMPLE жараёни қўлланилади. Соддалаштирилган тенгламалар тизимида босим ўзгармас деб олинган ва тенгламаларнинг диффузион ҳадларидаги бўйлама йўналишдаги ҳосилалари эътиборга олинмаган. Бундай тенгламалар тизимини сонли учиш учун радиал йўналишда ошкормас схемадан хамда бўйлама йўналишда интеграллашнинг марш усулидан фойдаланилган. Ушбу натижалар NASA маълумотлар базасидаги тажриба натижалари билан солиштирилган.*

Калит сўзлар: *Навье-Стокс тенгламалари, иссиқ товуш тезлигидан паст струя, икки суюқлик модели, SIMPLE усули, марш усули.*

Malikov Z.M., Nazarov F.Kh., Khaydarov S.I., Adilov K.A. Application of marching and SIMPLE numerical methods for the problem of subsonic hot jet.

Abstract: *This paper presents the study of a hot subsonic axisymmetric submerged jet flowing from a nozzle with a radius of 25.4 mm. The Reynolds number was 5600 and the Mach number at the nozzle exit for a subsonic jet was 0.376. A two-fluid turbulence model was applied to this problem. This model's numerical outcomes were acquired for both the complete and reduced equation systems. A finite-difference method and the SIMPLE procedure were used for the numerical implementation of the complete system of equations. The pressure was taken to be constant in the simplified system of equations, and terms having longitudinal derivatives were ignored in the diffusion part of the equations. The marching approach of longitudinal equation integration was applied for the numerical implementation of such a system. Experimental results from the NASA dataset is compared with the results of the two-fluid model.*

Keywords: *Navier–Stokes equations, hot subsonic jet, two-fluid model, SIMPLE method, marching method*.

УДК 621.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ПИЛЬНОГО ЦИЛИНДРА ЛИНТЕРНОЙ МАШИНЫ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

[1]Мухаммадиев Д.М., [1]Ибрагимов Ф.Х., [1]Абзоиров О.Х., [2]ЖамоловаЛ.Ю., [2]Жумаев Н.К.

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

[2] Ташкентский государственный аграрный университет, Ташкент, Узбекистан

E-mail: davlat_mm@mail.ru

Аннотация: *В статье приведены результаты исследования вращательного движения 160-пильного цилиндра линтерной машины с распределенными параметрами. Для изучения машинного агрегата 160-пильного цилиндра линтерной машины использоны динамические характеристики асинхронного электродвигателя, предложенные А.Е.Левиным и М.М.Соколовым. Исследована критическая потребляемая мощность электродвигателя, максимальное значение углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины. Определены значения увеличения пускового момента по характеристике А.Е.Левина и по М.М.Соколову. Кроме того, установлены разницы между значениями угла кручения пильного цилиндра линтерной машины и пускового момента электродвигателя. Эти результаты позволяют сделать вывод, что при расчетах динамики машинных агрегатов вращающихся рабочих органов рекомендуется характеристика, предложенная А.Е.Левиным.*

Ключевые слова: *линтерная машина; асинхронный электродвигатель; машинный агрегат; уравнения движения; пильный цилиндр; пильный диск; междупильная прокладка; вал; подшипник; муфта; движущий момент; частота вращения; угловое ускорение; угол относительного поворота вала пильного цилиндра; угол кручения пильного цилиндра линтерной машины*.

Введение.

Из практики использования асинхронных электродвигателей в различных технологических процессах известно, что при процессе пуска электродвигателя к сети увеличивается пусковой момент в 1.5–6 раза относительно номинального [1]. Такой процесс наблюдается и в линтерной машине, а именно в электродвигателе 160-пильного цилиндра при критической нагрузке на электродвигатель в момент пуска, что указывает на необходимость изучения динамических процессов, протекающих в машинных агрегатах с использованием различных характеристик асинхронных электродвигателей, как с сосредоточенными [2, 3] и так распределенными [4−7] параметрами.

В этом направлении И.И.Артоболевским рекомендовано изучение машин в виде машинных агрегатов, где более точно оцениваются динамические процессы в рабочих органах, происходящие в системе «привод–передаточный–исполнительный механизм» с учетом технологических нагрузок [8].

В работе [2] изучена машина в виде машинных агрегатов, что позволило установить динамику пуска электродвигателя и крутильных колебаний семяотводящего устройства с вращающимся шнеком. Изучение машинного агрегата семяотводящего устройства с вращающимся шнеком показало, что критический движущий момент электродвигателя составляет 657.92 $H{\cdot}м$, переходный процесс протекает в течение 3.5 с, а максимальное значение угловой скорости семяотводящей трубы достигает 48.69 рад/с при t=2.04 с опозданием от электродвигателя на 0.4 с, так как максимальное значение угловой скорости электродвигателя достигает 130.51 рад/с при t=1.605 с. При этом максимальное значение угловой скорости семяотводящего шнека составляет 73.042 рад/с при t=2.04 с.

В работе Д.М.Мухаммадиева и др. [3] рассмотрены динамические характеристики пильного цилиндра в виде уравнения Лапласа, как подсистемы с сосредоточенными и распределенными параметрами с использованием характеристики асинхронного электродвигателя, предложенного М.М.Соколовым.

В работах И.И.Вульфсона [4, 5] для облегчения расчета машинного агрегата предложена идеализированная схема расчета в виде подсистемы с распределенными параметрами.

В книге Н.С.Пискунова [6] приведены решения уравнения крутильных колебаний вращающейся вала, то есть однородного цилиндрического стержня в виде уравнения Лапласа.

Пильный цилиндр линтерной машины состоит из электродвигателя, подшипников, вала и муфты (рис. 1).

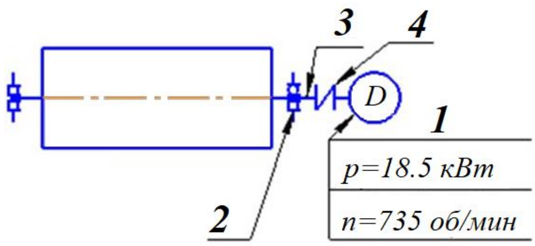


Рис.1. Кинематическая схема пильного цилиндра линтерной машины: 1 – электродвигатель; 2 – подшипник; 3 – вал; 4 – муфта

В задачу исследований входят нахождение значений критического момента, углового ускорения и углового кручения пильного цилиндра линтерной машины в момент пуска электродвигателя с использованием уравнения движения машинного агрегата пильного цилиндра.

2. Методы.

Для изучения динамических параметров пильного цилиндра, машинный агрегат рассмотрим как систему, состоящую из подсистем с сосредоточенными и распределенными параметрами. Математическую модель первой подсистемы с сосредоточенными параметрами составим согласно материалам работ [2, 3], а подсистемы с распределенными параметрами – по материалам работ [4–7].

Подсистема машинного агрегата пильного цилиндра линтерной машины с сосредоточенными параметрами.

Как следует из динамической модели пильного цилиндра линтерной машины (рис. 2), угловое перемещение электродвигателя (D) через муфту передается длинному валу пильного цилиндра линтерной машины (ПЦ ЛМ), крутильные колебания которого могут оказаться весьма существенными. В принятой динамической модели пильного цилиндра, приведенной на рис. 2, использованы следующие условные обозначения: $\mathfrak{I}_D$, $\mathfrak{I}_{ПЦ}$ – сосредоточенные моменты инерции электродвигателя и пильного цилиндра, кг·м^2; $\mathfrak{I}$ – распределенный момент инерции пильного цилиндра и жестко связанных с ним деталей, кг·м^2; c, в – коэффициенты жесткости (Н·м/рад) и диссипации (Н·м·с/рад) муфты; φ_D, $\varphi_{ПЦ}(x)$ – абсолютные координаты соответствующих сечений, рад; Q(x) – распределенная обобщенная сила, приложенная к пильному цилиндру линтерной машины.

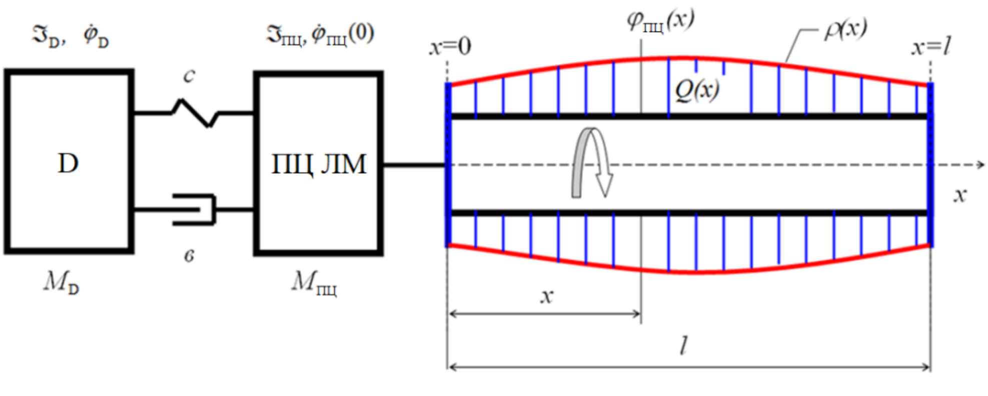


Рис. 2. Динамическая модель пильного цилиндра линтерной машины

В качестве обобщенных координат примем φ_D и $\varphi_{ПЦ}(x)$. Сечением x=0 разделим динамическую модель пильного цилиндра линтерной машины (рис. 2) на подсистемы с сосредоточенными и распределенными параметрами, где приложим два реактивных момента M_{-} и M_{+} (рис. 3), которые по величине равны, а по направлению противоположны ($M_{+}=-M_{-}$). При этом реактивный момент на «выходе» элемента (справа) принимаем положительным направлением отсчета углов $\varphi_{ПЦ}(x)$, а для реактивного момента на «входе» элемента (слева) – отрицательным.

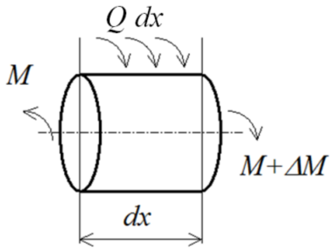


Рис. 3. Расчетная схема действующих моментов на элементарный участок пильного цилиндра линтерной машины

Результаты исследований подсистемы машинного агрегата пильного цилиндра линтерной машины с сосредоточенными параметрами приведены в [2, 3, 7] с использованием системы дифференциальных уравнений в общем виде:

$$\left.\begin{aligned} &\Im_D \cdot \ddot{\varphi}_D = M_D - c\cdot(\varphi_D - i\cdot\varphi_{ПЦ}) - в\cdot(\dot{\varphi}_D - i\cdot\dot{\varphi}_{ПЦ}) \\ &\Im_{ПЦ}\cdot\ddot{\varphi}_{ПЦ} = c\cdot i\cdot(\varphi_D - i\cdot\varphi_{ПЦ}) + в\cdot i\cdot(\dot{\varphi}_D - i\cdot\dot{\varphi}_{ПЦ}) - M_{ПЦ} \end{aligned}\right\}. \qquad (1)$$

Динамические характеристики асинхронных электродвигателей:
I. Асинхронный двигатель учитывается в виде динамической характеристики, предложенной А.Е.Левиным [9]:

$$\dot{M}_D = (\omega_c - P\cdot\dot{\varphi}_D)\cdot\psi - \frac{M_D}{T_Э}; \qquad \dot{\psi} = \frac{(2\cdot M_k - \psi)}{T_Э} - (\omega_c - P\cdot\dot{\varphi}_D)\cdot M_D, \qquad (2)$$

здесь $T_Э = (\omega_c \cdot S_k)^{-1}$ – электромагнитная постоянная времени двигателя, c; S, S_k – соответственно скольжение ротора двигателя и критическое его значение; $\psi = S_k \cdot \frac{(M_D + T_Э\cdot\frac{dM_D}{dt})}{S}$ – вспомогательная переменная, $H{\cdot}м$.

II. Динамическая механическая характеристика асинхронного электродвигателя, учитывающая электромагнитные переходные процессы в процессе пуска и установившегося движения, описывается системой дифференциальных уравнений, содержащих составляющие вектора потокосцеплений статора и ротора при синхронной скорости вращения осей координат [10]:

$$\left.\begin{aligned} &M_D = \frac{3\cdot P\cdot K_r\cdot\omega_o}{2\cdot\sigma\cdot x_S}\left(\psi_{X2}\cdot\psi_{Y1} - \psi_{X1}\cdot\psi_{Y2}\right) \\ &\dot{\psi}_{X1} = U_m\cdot\cos\gamma - \omega_o\cdot\alpha'_S\cdot\psi_{X1} + \omega_o\cdot\alpha'_S\cdot K_r\cdot\psi_{X2} + \omega_o\cdot\psi_{Y1} \\ &\dot{\psi}_{Y1} = U_m\cdot\sin\gamma - \omega_o\cdot\alpha'_S\cdot\psi_{Y1} + \omega_o\cdot\alpha'_S\cdot K_r\cdot\psi_{Y2} - \omega_o\cdot\psi_{X1} \\ &\dot{\psi}_{X2} = -\omega_o\cdot\alpha'_r\cdot\psi_{X2} + \omega_o\cdot\alpha'_r\cdot K_S\cdot\psi_{X1} + \omega_o\cdot\psi_{Y2} - \dot{\varphi}_D\cdot\psi_{Y2} \\ &\dot{\psi}_{Y2} = -\omega_o\cdot\alpha'_r\cdot\psi_{Y2} + \omega_o\cdot\alpha'_r\cdot K_S\cdot\psi_{Y1} - \omega_o\cdot\psi_{X2} + \dot{\varphi}_D\cdot\psi_{X2} \end{aligned}\right\}; \qquad (3)$$

где ψ_{X1}, ψ_{Y1} − составляющие обобщенного вектора потокосцеплений статора по осям x и y, вращающихся с синхронной скоростью; ψ_{X2}, ψ_{Y2} − составляющие обобщенного вектора потокосцеплений ротора по осям x и y; $K_S=x_\mu/\alpha_S=0.952381$; $K_r=x_\mu/\alpha_r=0.9420291$ − соответственно коэффициенты, равные отношениям полного реактивного сопротивления взаимоиндукции $x_\mu=15.17018$ *ом* к полному реактивному сопротивлению статора x_s и ротора x_r; α_S , α_r − соответственно коэффициенты, равные отношениям полного активного сопротивления фазы статора $r_1=0.39092$ *ом* и ротора $r_2=0.1517018$ *ом* к полному реактивному сопротивлению статора x_S и ротора x_r ($\alpha_S=r_1/x_S=0.024542$; $\alpha_S'=\alpha_S/\sigma=0.2386682$; $\alpha_r=r_2/x_r=0.00942$; $\alpha_r'=\alpha_r/\sigma=0.0916108$; $\sigma=1-K_S\cdot K_r=0.1028295$); $x_S=x_\mu+x_1=0.9420291$ *ом* − синхронное реактивное сопротивление обмотки статора, учитывающее магнитную связь с двумя другими фазными обмотками статора; $x_r=x_\mu+x_2=16.10373$ *ом* − синхронное реактивное сопротивление обмотки ротора, учитывающее магнитную связь с двумя другими фазными обмотками статора; $x_1=0.1517018$ *ом* − индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора; $x_2=0.7585091$ *ом* − индуктивное сопротивление рассеяния обмотки ротора [1].

Далее определяем паспортные параметры и коэффициенты асинхронного двигателя (с целью унификации производства принимаем) *4А200М8УЗ* [1]: N=18.5 кВт – номинальная мощность двигателя; n=735 об/мин – номинальное число оборотов ротора двигателя; M_K=480.713 Н·м – критический момент на валу ротора двигателя; M_H= M_K/2=240.356 Н·м – номинальный момент на валу ротора двигателя; f_c= 50 Гц – частота сети; U_m=220 В –номинальное фазное напряжение; $\eta=0.885$ − КПД двигателя; cosφ=0.84 – номинальный коэффициент мощности двигателя; $\omega_o=78.53982\ c^{-1}$ − синхронная частота вращения ротора двигателя; $\omega_н=76.96902\ c^{-1}$ – номинальная частота вращения ротора двигателя; $S_н=(\omega_o-\omega_н)/\omega_o=0.02$ − номинальное значение скольжения двигателя; $S_K=0.07464086$ − критическое значение скольжения двигателя; $P=4$ – число пар полюсов; $I_{н.ф.}$=37,80985 *А* – номинальный фазный ток.

Моменты инерции пильного цилиндра и электродвигателя линтерной машины определяли методом разгона (табл. 1 и 2), применяемого для определения момента инерции тел [2, 3], используя уравнения (4) и (5).

Таблица 1

Результаты экспериментального определения момента инерции электродвигателя с муфтой при h=1м и r=0,025 м

№ повторности	Масса груза m, кг	Сила тяжести грузов G, Н	Время опускания груза t , с	Ускорения падающих грузов W, м/с^2	Момент инерции электродвигателя $\Im_D$, кг·м^2
1	1	9.806	7.4	0.0365	0.3171
	2	19.612	6.0	0.0556	
2	2	19.612	6.0	0.0556	0.3267
	3	29.418	5.2	0.0740	
3	3	29.418	5.2	0.0740	0.29094
	4	39.224	4.6	0.0945	
Среднее					0.3116

160-пильный цилиндр линтерной машины и электродвигатель установлены на подшипниках, поэтому опыты проводили непосредственно на линтерной машине. Для этого на муфту намотана нить и подвешена в конце грузами G_1 и G_2. После этого грузы поднимаются на высоту h и опускаются. Этот процесс фиксировали с помощью видеосъемки, определяли время падения t_1 и t_2 и определяли ускорение W_1 и W_2. Искомые моменты инерции электродвигателя и 160-пильного цилиндра определяли из уравнения [11]:

$$\Im=\left(G_1\cdot\left(1-\frac{W_1}{g}\right)-G_2\cdot\left(1-\frac{W_2}{g}\right)\right)\cdot\frac{r^2}{(W_1-W_2)} \quad (4)$$

где: $G=m\cdot g$ – сила тяжести, Н; m – масса груза, кг; g=9.81 м/с^2 – ускорения свободного падения; r – радиус шкива, м; t – время опускания груза, с; h – высота опускания груза, м.

Ускорения падающих грузов G_1 и G_2

$$W_1 = \frac{2 \cdot h}{t_1^2}, \qquad W_2 = \frac{2 \cdot h}{t_2^2} \tag{5}$$

Таблица 2

Результаты экспериментального определения момента инерции пильного цилиндра с муфтой при h=1м и r=0,025 м

№ повторности	Масса груза m, кг	Сила тяжести грузов G, Н	Время опускания груза t, с	Ускорения падающих грузов W, м/с²	Момент инерции пильного цилиндра Áпц, кг·м²
1	5	49.03	13.33	0.01125	0.6959
	6	58.836	10.00	0.02	
2	6	58.836	10.00	0.02	0.6906
	7	68.642	8.33	0.0288	
3	7	68.642	8.33	0.0288	0.7233
	8	78.448	7.33	0.0372	
Среднее					0.7033

В результате экспериментов для рабочих органов получены следующие моменты инерции: ротора двигателя со шкивом $\Im_D$=0.3116 кг·м², пильного цилиндра линтерной машины со шкивами $\Im_{ПЦ}$=0.7033 кг·м² и далее расчётным путем определили жесткость c=5689.4 *Н·м/рад* и коэффициент диссипации *в*=23.13 *Н·м·с/рад* муфты.

Технологические нагрузки. $M_c = M_{cp} + M_0 cos(2\pi\omega_{пц} t + \varphi_{пц0})$ (здесь M_{cp}=208.12 *Н·м;* M_0=19.43 *Н·м;* $\omega_{пц} = \pi \cdot 735/30$ *рад/с;* t –время; $\varphi_{пц0}$ – начальная фаза) − средняя нагрузка, действующая на пильный цилиндр линтерной машины.

Реализация уравнений движения машинного агрегата пильного цилиндра линтерной машины (1) с характеристикой приводного электродвигателя (2-3) позволила установить закономерность изменения углового ускорения пильного цилиндра по характеристике А.Е.Левина (рис. 4-8) и М.М.Соколова (рис. 9-12) в функции времени.

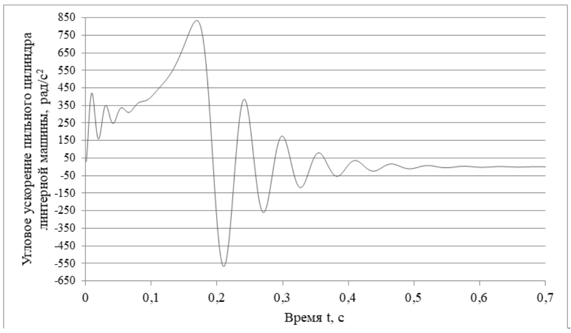


Рис. 4. Изменение углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени (по характеристике А.Е.Левина)

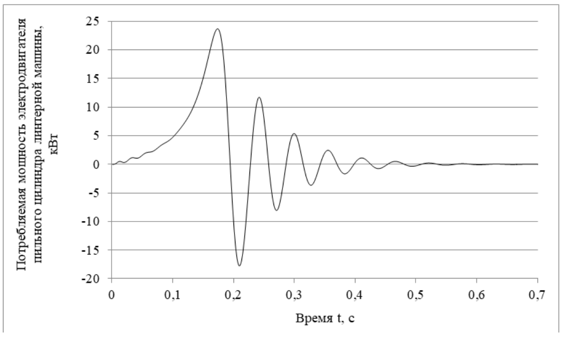


Рис. 5. Изменение потребляемой мощности пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени (по характеристике А.Е.Левина)

Результаты анализа рис. 4 показывают, что максимальные значения углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины составляют 844.666 рад/с², а переходный процесс протекает в течение 0.6 *с*; максимальное значение потребляемой мощности электродвигателя достигает до 23.407 кВт при t=0.171 *с* (рис. 5), а закономерность изменения углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины можно определить разделением на три части по времени (рис. 6-8): I − t∈[0;0.105] ; II − t∈[0.105;0.18] и III − t∈[0.18;1.0].

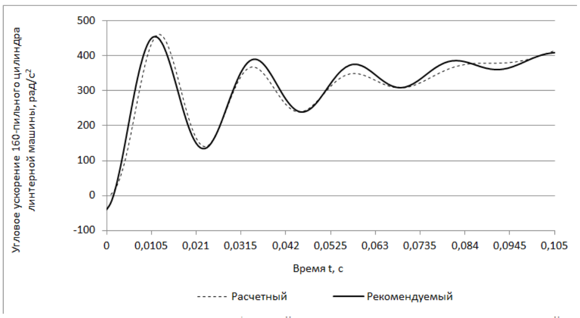


Рис. 6. Изменение потребляемой мощности пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени t∈[0;0.105] (по характеристике А.Е.Левина)

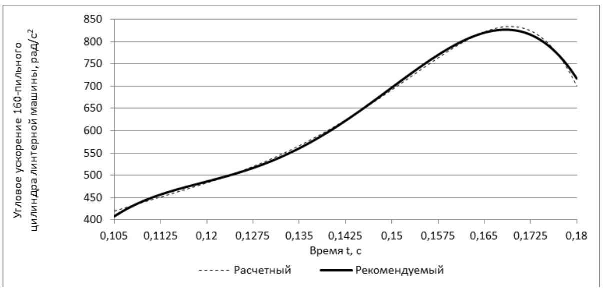


Рис. 7. Изменение потребляемой мощности пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени t∈[0.105;0.18] (по характеристике А.Е.Левина)

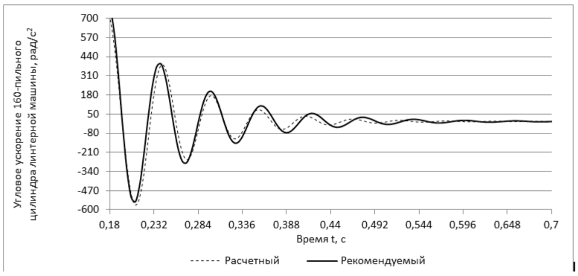


Рис. 8. Изменение потребляемой мощности пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени t∈[0.18;0.7] (по характеристике А.Е.Левина)

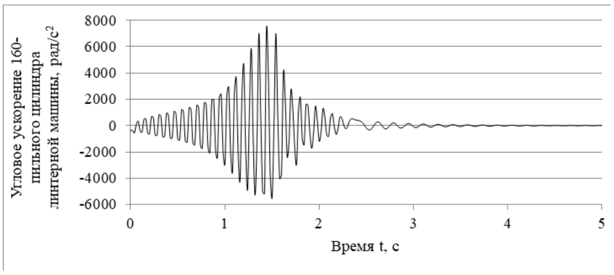


Рис. 9. Изменение углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени (по характеристике М.М.Соколова)

Учитывая закономерность изменения углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины (рис.4), его можно выразить в виде функции по характеристике, предложенной А.Е.Левиным:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_{пц}(t) = 240 + 1500t - 280\, e^{-30t} \cos 270t & если\ t \in [0;\ 0.105] \\ \dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_{пц}(t) = -114151308{,}03 t^4 + 61400060{,}48 t^3 - & \\ \qquad - 12222793{,}89 t^2 + 1073603{,}97\, t - 34766{,}81 & если\ t \in [0.105;\ 0.18] \\ \dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_{пц}(t) = 5500\, e^{-11t} \cos(105t) & если\ t \in [0.18;\ 0.7] \end{cases} \tag{6}$$

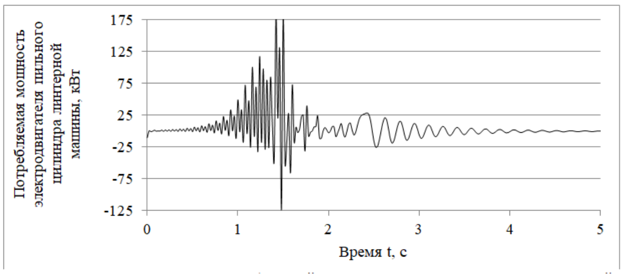


Рис. 10. Изменение потребляемой мощности пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени (по характеристике М.М.Соколова)

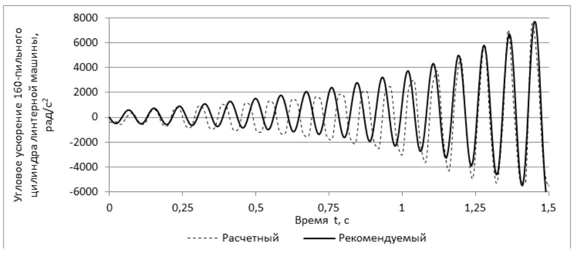


Рис. 11. Изменение углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени t∈[0;1.5] (по характеристике М.М.Соколова)

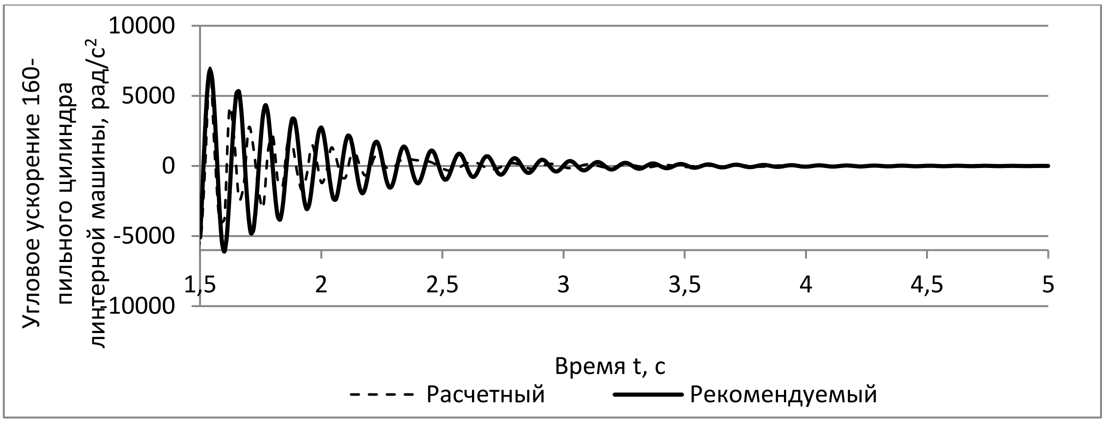


Рис. 12. Изменение углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени t∈[1.5;5] (по характеристике М.М.Соколова)

Результаты анализа рис.9 показывают, что максимальное значение углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины составляет 7240.021 рад/с^2, а переходный процесс протекает в течение 5 *с*; максимальное значение потребляемой мощности электродвигателя достигает 182.23 кВт при t=1.5 *с* (рис. 10), а закономерность изменения углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины можно определить разделением на две части по времени (рис. 11-12): I − t∈[0;1.5] и II − t∈[1.5;5].

Закономерность изменения углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины (рис. 9), можно выразить в виде функции по характеристике, предложенной М.М.Соколовым:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_{пц}(t) = 600t \ - 490\ e^{1.82t}\ \sin(72t) & если\ t \in [0; 1.5] \\ \dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_{пц}(t) = -150000\ e^{-2t}\ \cos(55t) & если\ t \in [1.5; 5] \end{cases} \quad (7)$$

Подсистема машинного агрегата пильного цилиндра линтерной машины с распределенными параметрами

Рассмотрим подсистему с распределенными параметрами [4–7]. Обозначим на пильном цилиндре линтерной машины 2 элементарный участок с длиной $\boldsymbol{dx}$ (рис.2, 3), тогда момент инерции участка равен $\rho=(\partial\Im/\partial x)dx$. При этом $\Im$ − переменный приведенный момент инерции неравномерно распределенный вдоль оси пильного цилиндра линтерной машины $\boldsymbol{x}$, тогда $\rho=\rho(x,t)$; при $\Im=const$ имеем $\rho=\rho(x)$; при равномерном распределении масс $\rho=\Im/l=const$, где l – длина пильного цилиндра линтерной машины.

Используя теоремы изменения кинетического момента, определяем производную от кинетического момента по времени [4–7]:

$$\rho\ \frac{\partial^2 \varphi_{ПЦ}}{\partial t^2} - G\ I\ \frac{\partial^2 \varphi_{ПЦ}}{\partial x^2} = Q(x), \quad (8)$$

при этом обобщенная распределенная сила по длине $x\in[0;\ l]$, приложенная к пильному цилиндру линтерной машины, имеет вид

$$Q(x) = \frac{M_{ср} + M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}\,t + \varphi_{пц0})}{\pi\,R\,l}\,x, \quad (9)$$

где $M_{ср}$=208.12 *Н·м;* M_0=19.43 *Н·м;* $\omega_{пц}=\pi\cdot735/30$ *рад/с;* t – время*;* $\varphi_{пц0}$=0 – начальная фаза; l=2.15 *м* – длина пильного цилиндра линтерной машины; R=0.0625 *м* – радиус пильного цилиндра линтерной машины. Тогда уравнение (8) принимает вид:

- с учетом (6) по характеристике А.Е.Левина

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial x^2} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(240+1500t\ -280\ e^{-30t}\ \cos 270t) - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{\pi\,R\,l}x\right) & \text{если } t\in[0;-0.105] \\ \dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial x^2} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\begin{aligned} &\rho\cdot(-114151308{,}03t^4+61400060{,}48t^3-12222793{,}89t^2+ \\ &+1073603{,}97\,t\text{-}34766{,}81) - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{\pi\,R\,l}x \end{aligned}\right) & \text{если } t\in[0.105;0.18] \\ \dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial x^2} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(5500e^{-11t}\cos(105t) - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{\pi\,R\,l}x\right) & \text{если } t\in[0.18;0.7] \end{cases} \quad (10)$$

При $\dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial x^2} = \ddot{\varphi}_{пцх}$ уравнение (10) принимает вид:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(240+1500t\ -280\ e^{-30t}\ \cos 270t) - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{\pi\,R\,l}x\right) & \text{если } t\in[0;-0.105] \\ \ddot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\begin{aligned} &\rho\cdot(-114151308{,}03t^4+61400060{,}48t^3-12222793{,}89t^2+ \\ &+1073603{,}97\,t\text{-}34766{,}81) - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{\pi\,R\,l}x \end{aligned}\right) & \text{если } t\in[0.105;0.18] \\ \ddot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(5500e^{-11t}\cos(105t) - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{\pi\,R\,l}x\right) & \text{если } t\in[0.18;0.7] \end{cases} \quad (11)$$

- с учетом (7) по характеристике М.М.Соколова

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial x^2} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(600t-490e^{1.82t}\ \sin(72t)) - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{\pi\,R\,l}x\right) & \text{если } t\in[0;\,1.5] \\ \dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial x^2} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(-150000\ e^{-2t}\cos(55t)) - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{\pi\,R\,l}x\right) & \text{если } t\in[1.5;\,5] \end{cases} \quad (12)$$

При $\dfrac{\partial^2 \varphi_{пц}}{\partial x^2} = \ddot{\varphi}_{пцх}$ уравнение (12) принимает вид:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(600t-490e^{1.82t}\ \sin(72t)) - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{\pi\,R\,l}x\right) & \text{если } t\in[0;\,1.5] \\ \ddot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(-150000\ e^{-2t}\cos(55t)) - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{\pi\,R\,l}x\right) & \text{если } t\in[1.5;\,5] \end{cases} \quad (13)$$

Закономерность изменения угловой скорости пильного цилиндра линтерной машины- по характеристике А.Е.Левина

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(240+1500t\ -280\ e^{-30t}\ \cos 270t)\,x - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{2\pi\,R\,l}x^2 + C_1\right) & \text{если } t\in[0;0.105] \\ \dot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\begin{aligned} &\rho\cdot(-114151308{,}03t^4+61400060{,}48t^3-12222793{,}89t^2+ \\ &+1073603{,}97\,t\text{-}34766{,}81)\,x - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{2\pi\,R\,l}x^2 + C_2 \end{aligned}\right) & \text{если } t\in[0.105;0.18] \\ \dot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(5500e^{-11t}\cos(105t)\,x - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{2\pi\,R\,l}x^2 + C_3\right) & \text{если } t\in[0.18;0.7] \end{cases} \quad (14)$$

Если $x=0$, $\dot{\varphi}_{пцх} = 0$, тогда $C_1=0$, $C_2=0$, $C_3=0$ уравнения (14) имеют вид

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(240+1500t\ -280\ e^{-30t}\ \cos 270t\,)\,x - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{2\pi\,R\,l}\,x^2\right) & \text{если } t\in[0;0.105] \\ \dot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\begin{array}{l}\rho\cdot(-114151308{,}03\mathrm{t}^4+61400060{,}48\mathrm{t}^3-12222793{,}89\mathrm{t}^2+ \\ \qquad +1073603{,}97\ \mathrm{t}\text{-}34766{,}81)\,x - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{2\pi\,R\,l}\,x^2\end{array}\right) & \text{если } t\in[0.105;0.18] \\ \dot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(5500e^{-11t}\cos(105t)\,x - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{2\pi\,R\,l}\,x^2\right) & \text{если } t\in[0.18;0.7] \end{cases} \tag{15}$$

- по характеристике М.М.Соколова

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(600t-490e^{1.82t}\ \sin(72t))\ x - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{2\ \pi\,R\,l}\,x^2 + C_4\right) & \text{если } t\in[0;\,1.5] \\ \dot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(-150000\ e^{-2t}\cos(55t))\ \ x - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{2\ \pi\,R\,l}\,x^2 + C_5\right) & \text{если } t\in[1.5;\,5] \end{cases} \tag{16}$$

Если $x=0$, $\dot{\varphi}_{пцх}=0$, тогда C_4=0, C_5=0 уравнения (16) имеют вид

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(600t-490e^{1.82t}\ \sin(72t))\ x - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{2\ \pi\,R\,l}\,x^2\right) & \text{если } t\in[0;\,1.5] \\ \dot{\varphi}_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(-150000\ e^{-2t}\cos(55t))\ \ x - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{2\ \pi\,R\,l}\,x^2\right) & \text{если } t\in[1.5;\,5] \end{cases} \tag{17}$$

Закономерность изменения углового поворота пильного цилиндра линтерной машины - по характеристике А.Е.Левина

$$\begin{cases} \varphi_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(240+1500t\ -280\ e^{-30t}\ \cos 270t\,)\ \dfrac{x^2}{2} - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{6\pi\,R\,l}\,x^3 + C_6\right) & \text{если } t\in[0;0.105] \\ \varphi_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\begin{array}{l}\rho\cdot(-114151308{,}03\mathrm{t}^4+61400060{,}48\mathrm{t}^3-12222793{,}89\mathrm{t}^2+ \\ \qquad +1073603{,}97\ \mathrm{t}\text{-}34766{,}81)\ \dfrac{x^2}{2} - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{6\pi\,R\,l}\,x^3 + C_7\end{array}\right) & \text{если } t\in[0.105;0.18] \\ \varphi_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(5500e^{-11t}\cos(105t)\ \dfrac{x^2}{2} - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{6\pi\,R\,l}\,x^3 + C_8\right) & \text{если } t\in[0.18;0.7] \end{cases} \tag{18}$$

Если $x=0$, $\varphi_{пцх}=0$, тогда C_6=0, C_7=0, C_8=0 уравнения (18) имеют вид

$$\begin{cases} \varphi_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(240+1500t\ -280\ e^{-30t}\ \cos 270t\,)\ \dfrac{x^2}{2} - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{6\pi\,R\,l}\,x^3\right) & \text{если } t\in[0;0.105] \\ \varphi_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\begin{array}{l}\rho\cdot(-114151308{,}03\mathrm{t}^4+61400060{,}48\mathrm{t}^3-12222793{,}89\mathrm{t}^2+ \\ \qquad +1073603{,}97\ \mathrm{t}\text{-}34766{,}81)\ \dfrac{x^2}{2} - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{6\pi\,R\,l}\,x^3\end{array}\right) & \text{если } t\in[0.105;0.18] \\ \varphi_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(5500e^{-11t}\cos(105t)\ \dfrac{x^2}{2} - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\,\omega_{пц}t)}{6\pi\,R\,l}\,x^3\right) & \text{если } t\in[0.18;0.7] \end{cases} \tag{19}$$

- по характеристике М.М. Соколова

$$\begin{cases} \varphi_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(600t-490e^{1.82t}\ \sin(72t))\ \dfrac{x^2}{2} - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{6\ \pi\,R\,l}\,x^3 + C_9\right) & \text{если } t\in[0;\,1.5] \\ \varphi_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(-150000\ e^{-2t}\cos(55t))\ \ \dfrac{x^2}{2} - \dfrac{M_{ср}+M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{6\ \pi\,R\,l}\,x^3 + C_{10}\right) & \text{если } t\in[1.5;\,5] \end{cases} \tag{20}$$

Если $x=0$, $\varphi_{пцх}=0$, тогда C_9=0, C_{10}=0 уравнения (20) имеют вид

$$\begin{cases} \varphi_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(600t - 490e^{1.82t}\ \sin(72t))\ \dfrac{x^2}{2} - \dfrac{M_{ср} + M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{6\,\pi\,R\,l}x^3 \right) \text{ если } t\in[0;1.5] \\ \varphi_{пцх} = \dfrac{1}{G\,I}\left(\rho\cdot(-150000\ e^{-2t}\cos(55t))\ \dfrac{x^2}{2} - \dfrac{M_{ср} + M_0\ \cos(\pi\omega_{пц}t)}{6\,\pi\,R\,l}x^3 \right) \text{ если } t\in[1.5;\,5] \end{cases} \tag{21}$$

Результаты и анализ.

Решение уравнений (10-21) позволило изучить динамику крутильных колебаний пильного цилиндра линтерной машины с распределенными параметрами (рис.13-18).

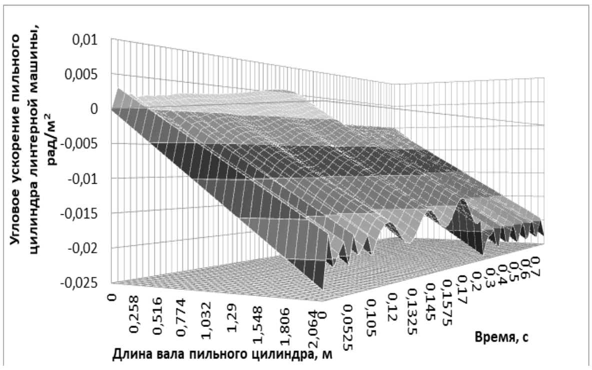


Рис. 13. Изменение углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени по длине вала (по характеристике А.Е.Левина)

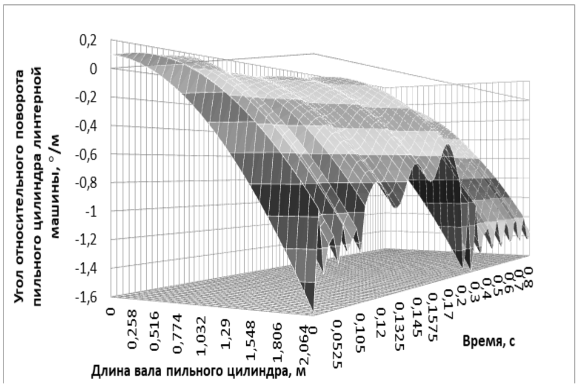


Рис. 14. Изменение угла относительного поворота вала пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени по длине вала (по характеристике А.Е.Левина)

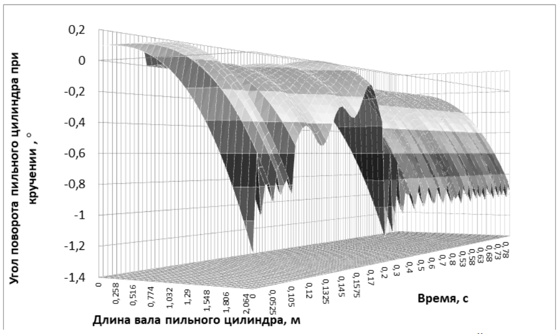


Рис. 15. Изменение углового поворота вала пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени по длине вала (по характеристике А.Е.Левина)

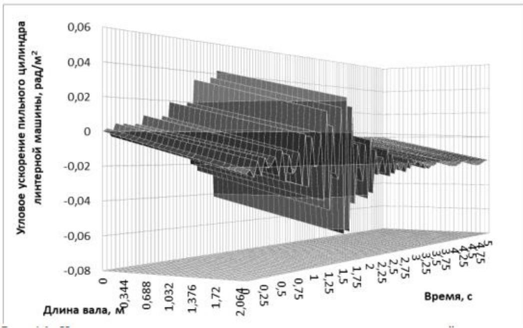


Рис. 16. Изменение углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени по длине вала (по характеристике М.М.Соколова)

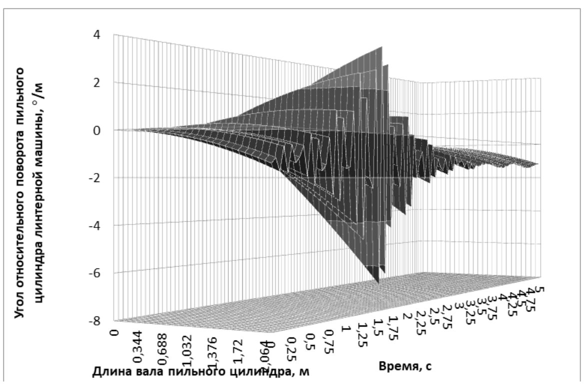


Рис. 17. Изменение угла относительного поворота вала пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени по длине вала (по характеристике М.М.Соколова)

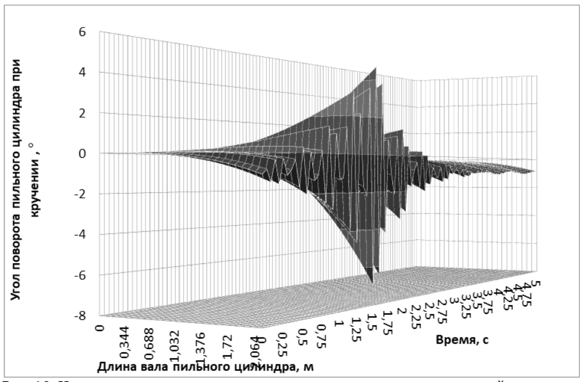


Рис. 18. Изменение углового поворота вала пильного цилиндра линтерной машины в зависимости от времени по длине вала (по характеристике М.М.Соколова)

Построены графики изменения угла относительного поворота пильного цилиндра (рис. 14 и 17) и углового поворота пильного цилиндра при кручении (рис.15 и 18) в зависимости от длины пильного цилиндра линтерной машины *l*.

а)

б)

Рис. 19. Изменение углового поворота пильного цилиндра линтерной машины при кручении в зависимости от длины вала (а – по А.Е.Левину при t=0.171 с, б – по М.М.Соколову при t=1.44 с)

Построенные графики (рис.14-17) позволили установить максимальные значения угла относительного поворота и угла поворота пильного цилиндра линтерной машины при кручении, соответственно по А.Е.Левину 0.5°/м и 0.108°, а по М.М.Соколову 2.817°/м и 2.52°. Учитывая, что допустимые значения относительного поворота пильного цилиндра линтерной машины составляют 0.5°/м [12], тогда коэффициент запаса прочности по относительному повороту пильного цилиндра линтерной машины составляет 0.5/0.5≈1.0.

Поэтому с учетом характеристик М.М.Соколова и А.Е.Левина при разнице между значениями угла кручения пильного цилиндра линтерной машины в 2.52°/0.108°=23.34 раза и пускового момента электродвигателя в 5601.694/319.388≈17.54 раза при расчетах динамики машинных агрегатов рекомендуется характеристика, предложенная А.Е.Левиным.

Заключение.

Изучение машинного агрегата пильного цилиндра линтерной машины с сосредоточенными параметрами по предложенным характеристикам А.Е.Левина и М.М.Соколова показало (рис. 4 и 9), что критическая потребляемая мощность электродвигателя соответственно составляет 23.407 кВт и 182.23 кВт, переходный процесс соответственно протекает в течение 0.6 с и 5 с, а максимальное значение углового ускорения пильного цилиндра линтерной машины достигает 844.666 рад/с^2 и при t=0.171 с и 7240.021 рад/с^2 при t=1.441 с.

Асинхронный электродвигатель 4А200М8У3 с мощностью 18.5 кВт и частотой вращения 735 об/мин, а также с номинальным моментом 240.356 Н·м, установленный на валу ротора приводит к увеличению пускового момента по характеристике А.Е.Левина 319.388/240.356=1.329 и по М.М.Соколову 5601.694/240.356 =23.305.

Результаты расчетов по определению кручения вала пильного цилиндра линтерной машины с предложенными характеристиками А.Е.Левина и М.М.Соколова соответственно равны 0.108° и 2.52°.

Поэтому с учетом характеристик М.М.Соколова и А.Е.Левина при разнице между значениями угла кручения пильного цилиндра линтерной машины в 2.52°/0.108°=23.34 раза и пускового момента электродвигателя в 5601.694/319.388≈17.54 раза при расчетах динамики машинных агрегатов рекомендуется характеристика, предложенная А.Е.Левиным.

ЛИТЕРАТУРА

[1] *Кравчик А.Э и др.* Асинхронные двигатели серии 4А. Москва. Энергоиздат, 1982. – 504 с.
[2] *Мухаммадиев Д.М., Ахмедов Х.А., Маллаев О.С., Жамолова Л.Ю.* Исследование машинного агрегата семяотводящего устройства пильного джина с вращающимся шнеком // Проблемы механики. 2022, №1, С. 92-99.

[3] *Мухаммадиев Д.М., Абзоиров О.Х., Маллаев О.С.,Эсанова.Н.А.* Study of the machine unit of the saw gin seed-retracting device Journal of Physics / Conference Series, Volume 1889, Engineering and Innovative Technologies. doi:10.1088/1742-6596/1889/4/042019.

[4] *Вульфсон И.И.* К проблеме снижения виброактивности приводов цикловых машин при учете динамических характеристик электродвигателя // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. №4. – С.12-19.

[5] *Вульфсон И.И.* Динамика цикловых машин. Санкт-Петербург. Политехника, 2013. – 425 с.

[6] *Пискунов Н.С.* Дифференциальное интегральное исчисление для втузов. Т.2. Учебник для втузов, изд.13. Москва. Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 560 с.

[7] *Mukhammad D.M., Ibragimov F.Kh., Mukhammad T.D.* Modeling the Motion of a Saw Ginning Machine // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2020, Vol. 49, No. 3, pp. 255–261.

[8] *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин. Учебник для втузов, изд.4, перераб. и доп. Москва. Наука, 1988. –640 с.

[9] *Левин А.Е.* Математическое моделирование приводов машин-орудий / Сб. науч. тр. «Теория механизмов и машин». Алматы. Наука Казахстана, 1977. С. 259–260.

[10] *Соколов М.М., Петров Л.П., Масандилов Л.Б., Ладензон В.А.* Электромагнитные переходные процессы в асинхронном электроприводе. Москва. Энергия, 1967, – 200 с.

[11] Определение момента инерции. URL: https://ugguphysica.narod.ru/mexanika/moment_inerc.pdf

[12] Энциклопедия по машиностроению XXL. URL: https://mash-xxl.info/info/6060/

Мухаммадиев Д.М., Ибрагимов Ф.Х., Абзоиров О.Х., Жамолова Л.Ю., Жумаев Н.К. Тақсимланган параметрли линтер машинаси аррали цилиндрнинг айланма ҳаракатини тадқиқи.

Аннотация: *Мақолада тақсимланган параметрларга эга бўлган линтер машинасининг 160 аррали цилиндрининг айланма ҳаракатини ўрганиш натижалари келтирилган. Линтер машинасининг 160 аррали цилиндрининг машина агрегатини ўрганиш учун А.Е.Левин ва М.М.Соколов томонидан таклиф қилинган асинхрон электродвигателининг динамик хусусиятларидан фойдаланилган. Аррали линтер машинаси цилиндрининг бурчакли тезланиши максимал қийматида электродвигателнинг критик қувват сарфи тадқиқ қилинган. Ишга тушириш моментининг ортиш қийматлари А.Е.Левинда ва М.М.Соколов характеристикаларга кўра аниқланган. Бундан ташқари, линтер машинаси аррали цилиндрининг бурилиш бурчаги қийматлари ва электродвигателни ишга тушириш моменти ўртасидаги фарқ аниқланган. Ушбу натижалар айланувчи ишчи органларнинг машина бирликларининг динамикасини ҳисоблашда А.Е.Левин томонидан таклиф қилинган характеристикани тавсия қилиш имконини берган.*

Калит сўзлар: *линтерлаш машинаси; асинхрон двигатель; машина агрегати; ҳаракат тенгламалари; аррали цилиндр; аррали диск; арралараро қистирма; вал; подшипник; муфта; ҳаракатлантирувчи момент; айланиш тезлиги; бурчак тезланиши; аррали цилиндрнинг нисбий бурилиш бурчаги; линтер машинаси аррали цилиндрининг бурилиш бурчаги.*

Mukhammadiev D.M., Ibragimov F.Kh., Abzoirov O.Kh., Zhamolova L.Yu., Zhumaev N.K. Research of the rotational motion of the saw cylinder of a linter machine with distributed parameters

Abstract: *The article presents the results of a study of the rotational motion of a 160-saw cylinder of a linting machine with distributed parameters. To study the machine unit of a 160-saw cylinder of a linting machine, we used the dynamic characteristics of an asynchronous electric motor proposed by A.E. Levin and M.M. Sokolov. The critical power consumption of the electric motor and the maximum value of the angular acceleration of the saw cylinder of a linting machine have been studied. The values of the increase in starting torque were determined according to the characteristics of A.E. Levin and according to M.M. Sokolov. In addition, the differences between the values of the torsion angle of the saw cylinder of the linting machine and the starting torque of the electric motor were established. These results allow us to conclude that when calculating the dynamics of machine units of rotating working bodies, the characteristic proposed by A.E. Levin is recommended.*

Keywords: *linting machine; asynchronous electric motor; machine unit; equations of motion; saw cylinder; saw blade; inter-saw spacer; shaf, bearing; coupling; driving moment; rotation speed; angular acceleration; angle of relative rotation of the saw cylinder shaft; torsion angle of the saw cylinder linter machine.*

ХОТИРА

ТЕХНИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ, ПРОФЕССОР МУҲАММАД ТОЖАЛИЕВИЧ ТОШБОЛТАЕВ (1947-2024)

Механика муаммолари Ўзбекистон журнали таҳририяти аъзоси, техника фанлари доктори, профессор, Ўзбекистон Республикаси Ёзувчилар Уюшмасининг аъзоси Муҳаммад Тожалиевич Тошболтаев 1947 йил 18 февралда Риштон тумани Тўда қишлоғида таваллуд топган.1971 йилда Тошкент политехника институти (ҳозирги ТДТУ) механика факультетини "Қишлоқ хўжалиги машиналари" мутахассислиги бўйича имтиёзли диплом билан тугатган.

1971 йилда Пахтачилик машиналари бўйича давлат махсус конструкторлик бюросига муҳандис-конструктор лавозимига ишга кирган. Сўнгра, ТошТЙТМИга ўтиб, "Машиналар динамикаси" лабораториясида профессор А.Д. Глущенко раҳбарлигида илмий тадқиқотлр олиб борган. 1977 йили "Пахта териш машинаси фазовий тебранишларининг назарий ва амалий масалалари" мавзусида номзодлик диссертациясини Россиянинг Челябинск шахрида ҳимоя қилиб, техника фанлари номзоди бўлган. Кейинчалик "Назарий механика" кафедраси доценти лавозимида талабаларга дарс берган.

1985 йилдан бошлаб, Ўз ФА Механика ва иншоотлар сейсмик мустаҳкамлиги илмий текшириш институтига устози А.Д. Глущенко билан бирга ўтиб, ўзи бошчилик қилган "Пахта териш машиналари параметрларини оптималлаштириш" лабораториясида пахтани ерга тўкмасдан терадиган пахта териш машиналари конструкцияларини яратиш бўйича назарий-амалий изланишлар олиб борди. Бу изланишлар пахта кўсакларига интенсив ишлов берадиган териш аппаратини яратиш ва уни машинасозлик заводига ишлаб чиқариш учун топшириш билан якунланган.

М.Т. Тошболтаев 1993 йилда бажарган тадқиқотларини умумлаштириб, "Дала агрофони-машина-пахта толаси бошқариладиган моделини яратишнинг технологик ва техник асослари" мавзусидаги диссертацияни ёқлади ва техника фанлари доктори илмий даражасини олди. 1995 йилда унга профессор унвони берилди.

Техника фанлари доктори, профессор М.Т.Тошболтаев 1993-1996 йилларда "Агромаштаъмир" илмий-ишлаб чиқариш бирлашмасининг бош директори, 1996-1999 йилларда "Ўзқишхўжтаъминот таъмир" давлат-кооператив кўмитасининг "Фан ва янги техника" бўлими бошлиғи лавозимларида меҳнат қилган.

М.Т.Тошболтаев 12 йил (1999-2011) Ўзбекистон қишлоқ хўжалиги илмий-ишлаб чиқариш маркази бош директорининг биринчи ўринбосари вазифасида фаолият юритди. Бу даврда республика қишлоқ хўжалиги ишлаб чиқаришини илмий таъминлаш йўлида тизимдаги илмий мауассасаларда олиб борилаётган фундаментал ва инновацион тадқиқотларни мувофиқлаштириш, олинган натижаларни фермер хўжаликлари амалиётига кенг жорий этиш ишларини олиб борди.

М.Т.Тошболтаев 2012 йилдан Қишлоқ хўжалигини механизациялаштириш ва электрлаштириш илмий-тадқиқот институти директорининг илмий ишлар бўйича ўринбосари лавозимида ишлаб келди. Юқори унумли янги қишлоқ хўжалиги машиналарини яратиш, улардан фойдаланиш даражасини ошириш, пахта териш машиналарини кенг жорий этиш устида тинмай изланишлар олиб борди.

Илмий-амалий фаолияти давомида ўнлаб шогирдлар тайёрлади, 800 га яқин илмий мақолалар, 82 та монография ва китоб, 49 та ўқув қўлланмалар ёзди. У изланиш ва ихтиролари маҳсули бўлмиш 73 та муаллифлик гувоҳномаси ва патентлар соҳиби эди. Олимнинг кўп йиллик меҳнатлари давлатимиз томонидан 2007 йилда "Фидокорона хизматлари учун", 2017 йилда эса "Меҳнат шуҳрати" орденлари билан тақдирланди.

Зеро, дарахтнинг салобати йиқилгандан кейин билинади деганларидек, бугун ажойиб замондошимизнинг ёру биродарлари кўнглида, ҳаётида унинг ўрни ва қадри ниҳоятда сезилмоқда. Бу фоний дунёда барчамиз учун бир таскин бор: фарзанду набиралар, шогирдлар сиймосида, илмий, бадиий ижоддаги эришган натижалари билан китоблар саҳифаларида у ҳамиша барҳаёт.

Журнал таҳририяти

ХОТИРА

ТЕХНИКА ФАНЛАРИ ДОКТОРИ, ПРОФЕССОР ШАВКАТ МАМАТҚУЛОВ (1937-2024)

Шавкат Маматқулов 1937 йил, 4-октябрь куни Тошкент вилояти, Пискент шаҳрида зиёлилар оиласида таваллуд топган. Оталари Пискент шаҳридаги мактабларидан бирида директор, оналари кутубхонада ишлар эдилар. 1955 йил мактабни аъло баҳолар билан битириб, САГУ (ҳозирга Ўзбекистон Миллий университети)нинг физика-математика факультетига кирган. Ўқишни муваффақитли битириб, Москва Давлат университети аспирантурасига қабул қилинган.

Ш. Маматқулов Тошкент Давлат Университетида (ЎзМУ) кўп йиллар давомида и механика-математика факультети механика кафедраси ассистенти, катта ўқитувчиси, туташ муҳитлар механикаси кафедраси кафедра мудири, доценти, профессори лавозимларида ишлаган.

1968 йил Тошкентда “К теории колебания сооружений несущих резервуар с жидкостью” мавзуси бўйича номзодлик диссертациясини ёқлаб, физика-математика фанлари номзоди ва 1991 йил "Динамические взаимодействия конструкций с жидкими и грунтовыми средами" докторлик диссертациясини ёқлаб, физика-математика фанлари доктори илмий даражасига, 1992 йилда эса профессор илмий унвонига эга бўлган.

4та фарзанд отаси, 14та невараларни бобоси.

Ш.Маматқулов - ер усти ва ер ости иншоотлар ва конструкцияларнинг тўлқин тарқалишидаги динамикаси назариясини Ўзбекистонда ривожлантиришнинг асосчиларидан бири бўлган. Суюқлик билан қисман тўлдирилган идишлар (резервуарлар)ни кўтариб турувчи иншоотларнинг фазовий ҳаракатини тавсифловчи дифференциал тенгламалар системасини олган. Мазкур системалар учун қатор масалалар ечган ва уларни таҳлил этган. Ш.Б.Микеладзе усули умумлаштирилиб, эластиклик назариясининг икки ва уч ўлчовли динамик тенгламаларига қўйилган масалаларни ечишга ва суюқлик билан тўла тўлдирилган бўшлиқлари мавжуд стерженли конструкцияларнинг тебранишини тавсифловчи интегро-дифференциал тенгламаларни ечишда қўллаган. Чизиқсиз ва эластик-пластик чекли деформацияли муҳитларда юкланиш тўлқинларининг тарқалиш масалалари устида иш олиб борган. Эластик-пластик конструкцияларнинг тўлқин билан ўзаро таъсири контакт шартлари чизиқсиз бўлган ҳолларда ҳам ўрганган.

Профессор Шавкат Маматқулов “Туташ мухитлар механикаси” кафедраси мудири ва етук олим сифатида Республикамиз учун илмий педагогик кадрлар тайёрлашда катта хизматлар кўрсатган. Кадрлар тайёрлашда Москва давлат университети механика-математика факультети билан билан ўрнатилган илмий алоқалар мухим роль ўйнаган. Москва давлат университетида Академик Рахматулин Х.А. рахбарлигида тўлқин тарқалиши назарияси йўналишида самарали илмий изланишлар олиб бориб, кафедрада олиб бориладиган дарс жараёнларининг ва илмий изланишларнинг юқори савия олиб борилишига катта хисса қўшган. Улар томонидан 100 дан ортиқ илмий мақолалар ва “Туташ мухитлар механикаси” фани бўйича қўлланмалар ва маърузалар тўпламлари яратилган. Хозирги кунда бу қўлланмалардан талабалар ва профессор-ўқитувчилар томонидан кенг фойдаланилмоқда. Уларнинг илмий раҳбарлигида 10 дан ортиқ шогирдлари номзодлик ва докторлик диссертацияларини муваффақиятли ҳимоя қилишган ва хозирги кунда Республикамизнинг турли соҳаларида фаолият олиб бормоқдалар. Профессор Ш.Маматқулов “Механика муаммолари” журнали таҳрир ҳайъатида фаол иштирок этган.

Профессор Ш.Маматқулов 1979-1980 йиллардан бери мунтазам равишда республика ва ҳалқаро грантлар бўйича олиб борилган илмий тадқиқотлар раҳбари ёки иштирокчиси. Жумладан, 2002-2005 йилларда МДУ, Россия ФА умумий физика институти ҳамда Франция ва Бельгия олимлари билан ҳамкорликда бажарилган INTAS гранти бўйича Ўзбекистонда олиб борилган илмий тадқиқотлар раҳбари сифатида фаолият кўрсатган. Унинг ДҚЖМ соҳасидаги илмий натижалари Республиканинг механика илмий жамоатчилиги томонидан юқори баҳоланган. 2003 йилда Университетнинг энг яхши профессори, 2004 йилда эса Ўзбекистон республикаси мустақиллигининг 13 йиллигига бағишлаб ўтказилган механика соҳасида илмий тадқиқотлар танловларининг ғолиби деб тан олинган.

Шавкат Маматқулов - Дунё миқёсидаги атоқли механик олим, техника фанлари доктори, профессор, кўплаб олимлар устози. Олийжаноб, самимий, талабчан ва айни дамда юмшоққўнгил устозимиз, юзидан нур ёғилиб турадиган бу инсон хар қандай шароитда ҳам доимо камтар ва вазмин инсон эдилар ва хотирамизда доим шундайлигича қоладилар.

Журнал тахририяти

СОДЕРЖАНИЕ

МУНДАРИЖА