

Редакционный совет:

Пилипенко О.В. д-р техн. наук, проф.,
председатель
Голенков В.А. д-р техн. наук, проф.,
зам. председателя
Пузанкова Е.Н. д-р пед. наук, проф.,
зам. председателя
Радченко С.Ю. д-р техн. наук, проф.,
зам. председателя
Борзенков М.И. канд. техн. наук, доц.,
секретарь
Астафьев П.А. д-р юрид. наук, проф.
Авдеев Ф.С. д-р пед. наук, проф.
Желтикова И.В. канд. фил. наук, доц.
Иванова Т.Н. д-р техн. наук, проф.
Зомитова Г.М. канд. экон. наук, доц.
Колчунов В.И. д-р техн. наук, проф.
Константинов И.С. д-р техн. наук, проф.
Косыкин А.В. д-р техн. наук, проф.
Новиков А.Н. д-р техн. наук, проф.
Попова Л.В. д-р экон. наук, проф.
Уварова В.И. канд. фил. наук, доц.

Редколлегия

Главный редактор

Радченко С.Ю. д-р техн. наук, проф.

Заместители главного редактора:

Барсуков Г.В. д-р техн. наук, проф.
Гордон В.А. д-р техн. наук, проф.
Подмастерьев К.В. д-р техн. наук, проф.
Шоркин В.С. д-р физ.-мат. наук, проф.

Члены редколлегии:

Бабичев А.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Бухач А. д-р техн. наук, проф. (Польша)
Вдовин С.И. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Голенков В.А. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Дьяконов А.А. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Емельянов С.Г. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Зубчанинов В.Г. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Иванов Б.Р. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Киричек А.В. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Копылов Ю.Р. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Кузхарь В.Д. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Лавриненко В.Ю. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Ли Шенбо. канд. техн. наук, доц. (Китай)
Мирсалимов В.М. д-р физ.-мат. наук, проф.
(Азербайджан)
Мулюкин О.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Осадчий В.Я. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Пилипенко О.В. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Распопов В.Я. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Смоленцев В.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Старовойтов Э.И. д-р физ.-мат. наук, проф.
(Беларусь)
Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Хейфец М.Л. д-р техн. наук, проф. (Беларусь)

Ответственный секретарь:

Тюхта А.В. канд. техн. наук

Адрес редакции

302030, г. Орел, ул. Московская, 34
+7(920)2806645, +7(906)6639898
http://oreluniver.ru
E-mail: tiostu@mail.ru

Зарег. в Федеральной службе по
надзору в сфере связи, информационных
технологий и массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № ФС77-67029
от 30 августа 2016 года

Подписной индекс **29504**
по объединенному каталогу
«Пресса России»

© ОГУ имени И.С. Тургенева, 2017

Содержание

Материалы международной научно-технической конференции «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем»

Секция «Теоретическая и прикладная механика»

Ларин С.Н., Платонов В.И., Яковлев С.С. Определение величины повреждаемости при формировании прямоугольных каналов в многослойных листовых конструкциях.....	3
Горский Ю.А. Автоматизация расчетов при оценке термонапряженного состояния элементов паровых турбин.....	9
Грязев М.В., Ларин С.Н. Подход к разработке математической модели процесса раздачи трубы коническим пуансоном.....	12
Коваль К.А., Сухоруков А.Л. Об использовании формализма Виттенбурга в задаче расчета динамики составного плавникового двигателя.....	18
Люминарская Е.С., Люминарский И.Е. Теоретические исследования предвестников отказов в микропереключателях стержневого типа.....	25
Пахалюк В.И. Расширение условий моделирования износа в сферическом шарнире с полимерным элементом тотального эндопротеза тазобедренного сустава.....	34
Пожалостин А.А., Панишина А.В. Автоколебания одной механической системы с сухим трением.....	44
Поляков А.М., Колесова М.А., Штанько П.К. Вещественные функции, функционалы и законы сохранения.....	50
Порошин В.В., Богомолов Д.Ю. Математическое моделирование теплопереноса вязкой жидкости в узком трехмерном канале с шероховатыми стенками.....	55
Сулимов В.Д., Шкапов П.М., Сулимов А.В. Устойчивость по Якоби и вычислительная диагностика динамических систем с использованием гибридных алгоритмов.....	61
Чемакина Т.Л., Морева И.Н., Дьячук Н.С. Методика определения сил, действующих на судно в период якорной стоянки.....	72
Баженов В.Г., Казаков Д.А., Нагорных Е.В., Осетров Д.Л., Рябов А.А. Численное и экспериментальное исследование упругопластических процессов растяжения-кручения цилиндрических образцов из стали 09Г2С при больших деформациях.....	76
Самуйлов С.Д., Троицкий О.А. Электропластическое компактирование (брикетирование) дисперсных проводящих материалов для рециклинга отходов высокопрочных сплавов, получения заготовок, полуфабрикатов, материалов и изделий с новым уровнем свойств.....	83
Буркова Е.В., Бурков Д.В. Анализ работы системы по накоплению и передаче тепловой солнечной энергии.....	90

Секция «Технологии и инструменты»

Бохонский А.И., Чалая Е.С. Динамические гасители колебаний нежестких заготовок при токарной обработке.....	95
Заморёнов М.В. Сравнительный анализ результатов аналитического и имитационного моделирования процесса функционирования технической системы с учетом проведения профилактического обслуживания.....	100
Ткач С.Н. Оценка эффективности технических характеристик забортных охладителей судовых замкнутых систем охлаждения.....	106
Токарев Д.А. Оптимизация течения импульсных струй в теплообменных устройствах.....	117
Федоровская Н.К. Экологически безопасная система охлаждения энергоустановок.....	126
Филипович О.В. Разработка структуры информационно-управляющей системы металлорежущего станка при наличии послеоперационного контроля.....	134
Шатульский А.А. Экспериментальное определение коэффициента расхода элементов литниковой системы.....	141
Горелова А.Ю., Кристалл М.Г. Влияние динамических характеристик системы «расточная головка-заготовка» на точность глубокого растачивания гильзы гидроцилиндра.....	146
Сафронов Е.В., Носко А.Л. Разработка испытательного оборудования для исследования работоспособности тормозных роликов гравитационных конвейеров.....	151
Панкратов Д.Л., Жигулев И.О., Шибаков В.Г., Шибаков Р.В., Крюков А.Е. Влияние технологических и механических свойств сплава на никелевой основе GH304 на способность к глубокой вытяжке.....	159

Editorial council

Pilipenko O.V. Doc. Sc. Tech., Prof.,
president
Golenkov V.A. Doc. Sc. Tech., Prof.,
vice-president
Puzankova E.N. Doc. Sc. Ped., Prof.,
vice-president
Radchenko S.Yu. Doc. Sc. Tech., Prof.,
vice-president
Borzenkov M.I. Candidate Sc. Tech.,
Assistant Prof, secretary
Astafichev P.A. Doc. Sc. Law., Prof.
Avdeev F.S. Doc. Sc. Ped., Prof.
Zheltikova I.V. Doc. Sc. Phil., Prof.
Ivanova T.I. Doc. Sc. Tech., Prof.
Zomiteva G.M. Candidate Sc. Ec., Assistant Prof.
Kolchunov V.I. Doc. Sc. Tech., Prof.
Konstantinov I.S. Doc. Sc. Tech., Prof.
Koskin A.V. Doc. Sc. Tech., Prof.
Novikov A.N. Doc. Sc. Tech., Prof.
Popova L.V. Doc. Sc. Ec., Prof.
Uvarova V.I. Candidate Sc. Phil., Assistant Prof.

Editorial Committee

Editor-in-chief
Radchenko S.Yu. Doc. Sc. Tech., Prof.

Editor-in-chief Assistants

Barsukov G.V. Doc. Sc. Tech., Prof.
Gordon V.A. Doc. Sc. Tech., Prof.
Podmasteryev K.V. Doc. Sc. Tech., Prof.
Shorkin V.S. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof.

Member of editorial board

Babichev A.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Buchach A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Poland)
Vdovin S.I. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Golenkov V.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Dyakonov A.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Emelyanov S.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Subchaninov V.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Ivanov B.R. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Kirichek A.V. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Kopylov Yu.R. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Kukhar V.D. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Lavrynenko V.Yu. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Li Shenbo. Cand. Sc. Tech., Assist. Prof. (China)
Mirsalimov V.M. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof. (Azerbaijan)
Mulyukin O.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Osadchy V.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Pilipenko O.V. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Raspopov V.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Smolenzev V.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Starovoitov A.I. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof. (Belarus)
Stepanov Yu.S. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Heifets M.I. Doc. Sc. Tech., Prof. (Belarus)

Executive secretary:

Tyukhta A.V. Candidate Sc. Tech.

Address

302030 Orel, Moskovskaya ul., 34
+7(920)2806645, +7(906)6639898
<http://oreluniver.ru>
E-mail: tiostu@mail.ru

Journal is registered in Federal Agency of supervision in sphere of communication, information technology and mass communications. The certificate of registration PI № FS77-67029 from 30.08.2016

Index on the catalogue of the
«Pressa Rossii» 29504

© Orel State University, 2017

Contents

Materials of the international scientific and technical conference «Dynamics, reliability and durability of mechanical and biomechanical systems»

Section «Theoretical and Applied Mechanics»

<i>Larin S.N., Platonov V.I., Yakovlev S.S.</i> The determination of the amount of damage when the formation of rectangular channels in a multilayer sheet structures.....	3
<i>Gorsky Yu.A.</i> Automation of calculations in estimating thermomaged state elements of steam turbines.....	9
<i>Gryazev M.V., Larin S.N.</i> Approach to development of the mathematical model of the process of pipe distribution with a tape punch.....	12
<i>Koval K.A., Sukhorukov A.L.</i> The use of the formalism of Wittenburg in the problem of the dynamics a composite sleeve moverner	18
<i>Lyuminarskaya E.S., Lyuminarskiy I.E.</i> Theoretical study of precursors of failure in the switch rod type.....	25
<i>Pakhaliuk V.I.</i> Expanding the simulation of wear in a spherical joint with polymeric element of a total hip arthroplasty	34
<i>Pozhalostin A.A., Panshina A.V.</i> Auto-oscillation of one mechanical system with dry friction	44
<i>Poliakov A.M., Kolesova M.A., Shtanko P.K.</i> Real functions, functionals and conservation laws.....	50
<i>Poroshin V.V., Bogomolov D.Yu.</i> Adaptive local defect filter for surface topography control of mechanical system elements.....	55
<i>Sulimov V.D., Shkapov P.M., Sulimov A.V.</i> Jacobi stability and computational diagnostics of dynamical systems using hybrid algorithms.....	61
<i>Chemakina T.L., Moreva I.N., Dyachuk N.S.</i> Methodology of definition of forces acting on the vessel in the period of anchor parking.....	72
<i>Bazhenov V.G., Kazakov D.A., Nagornyykh E.V., Osetrov D.L., Ryabov A.A.</i> Numerical and experimental study of elastoplastic tension-torsion processes of cylindrical specimens from steel 09G2S under large deformations.....	76
<i>Samuilov S.D., Troitsky O.A.</i> Electrical plasticity compacting (briquetting) of dispersed electrical conducting material for recycling of waste high-strength alloy, producing of blank, semifinished item, material and finished item with a new level of property.....	83
<i>Burkova E.V., Burkov D.V.</i> Operation analysis of a thermal solar energy accumulation and transfer system.....	90

Section «Technologies and Tools»

<i>Bohonsky A.I., Chalaya E.S.</i> Dynamic damians of vibrations of heavy articles in turning processing	95
<i>Zamoryonov M.V.</i> Comparative analysis of the results of the analytic and imitative modelling of the process of the functioning of the technical system with the account of prevention of preventive maintenance.....	100
<i>Tkach S.N.</i> Evaluation of the effectiveness of the technical characteristics of the box coolers marine closed cooling systems	106
<i>Tokarev D.A.</i> Optimization flow of impact jets in heat exchanger devices.....	117
<i>Fedorovskaya N.K.</i> Ecologically safe system for cooling power plants.....	126
<i>Filipovich O.V.</i> Development of the structure of the information and control system of the metal-cutting machine tool with post-operative control.....	134
<i>Shatulsky A.A.</i> The experimental definition of coefficient flow of gate system elements	141
<i>Gorelova A.Yu., Crystal M.G.</i> Influence of dynamic characteristics of the «break-heading-storage» system on the accuracy of deep-breaking the hydrocylinder gilz.....	146
<i>Safronov E.V., Nosko A.L.</i> Development of test equipment to study the efficiency of brake rollers for gravity conveyors.....	151
<i>Pankratov D.L., Zhigulov I.O., Shibakov V.G., Shibakov R.V., Kryukov A.E.</i> Influence of technological and mechanical properties ratio of nickel-base heat-resistant alloy on ability to deep drawing	159

МАТЕРИАЛЫ

МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО–ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ «ДИНАМИКА, НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ МЕХАНИЧЕСКИХ И БИОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ»

СЕКЦИЯ «ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»

УДК 621.983; 539.374

С.Н. ЛАРИН, В.И. ПЛАТОНОВ, С.С. ЯКОВЛЕВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ КАНАЛОВ В МНОГОСЛОЙНЫХ ЛИСТОВЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

Аннотация. В статье представлены основные моменты разработки математической модели пневмоформовки прямоугольных каналов в многослойных листовых конструкциях, для двух разных групп материалов, проявляющих различные свойства в зависимости от скоростных параметров процесса. Полученные в ходе моделирования зависимости позволяют определить величину повреждаемости материала в процессе формовки, критическую высоту формируемых каналов и время формовки. Исследования выполнены для стадии формирования элементов в углах конструкций.

Ключевые слова: формоизменение, многослойные конструкции, прямоугольные каналы, силовые параметры.

Введение.

В качестве обшивки корпусов космических аппаратов используют панели включающие в себя различное количество слоев. Материалами этих панелей служат легкие и стойкие к внешним воздействиям титановые и алюминиевые сплавы. Эти изделия монтируются на внутренних и наружных поверхностях корпусов приборных и специальных отсеков. Кроме того данные панели используют для обеспечения постоянства температуры в отсеке. Их называют радиаторными. Каждая такая панель состоит из двух плотно и без зазоров наложенных друг на друга листа. Эти панели должны иметь каналы, либо цилиндрической, либо прямоугольной формы, по которым должен двигаться теплоноситель. Возможно получение таких панелей, как методами механической обработки, так и методами штамповки. Наилучшим вариантом их получения можно считать штамповку, в частности их формоизменение и диффузионную сварку силой давления инертных газов в специальных камерах в условиях постоянных высоких температур.

Конструкции, состоящие из нескольких слоев получают за счет воздействия на предварительно соединенные листы газом до полного их прилегания [1–3]. В работах [4–7] решена задача о горячем свободном формоизменении длинной прямоугольной оболочки, закрепленной вдоль длинной стороны, в предположении постоянной толщины стенки. В работе рассматривается формоизменение оболочки с изменяемой толщиной.

Основная часть.

Примем, что формовка происходит за две стадии: свободная формовка и формообразование элементов в углах конструкций (рисунок 1). На рисунке ρ_1 и α_1 – радиус формируемой заготовки и угол, при заданной высоте $H = H_1$.

Исследуем вторую стадию формовки конструкций. Будем считать, что нам известны давление формовки, высота получаемого изделия H_1 , полученную повреждаемость ω_1 , изменение толщины изделия $h_1 = h_1(\varphi)$ в определённый момент времени $t = t_1$ и φ – угол, характеризующий положение точки в угле изделия. Учтем, что оси координат x, y, z совпадают с главными осями анизотропии и направлением прокатки листа. Предположим, что вдоль оси x размер исследуемого элемента значительно больше других размеров, что означает то, что реализуется плоская деформация. Мы учитывали, что изделие формируется в условиях плоского напряженного состояния, т.е. $\sigma_z = 0$.

Реализуется такая схема формовки при следующих параметрах $t > t_1$. В расчетах мы принимаем, что толщина заготовки изменяется одинаково в каждой точке изделия от начальных параметров, и форма в углах изделия имеет форму окружности.

Вследствие одинаковости условий формоизменения в вершине и на краях изделия, нами принимается во внимание, то, что деформированное состояние – равномерное.

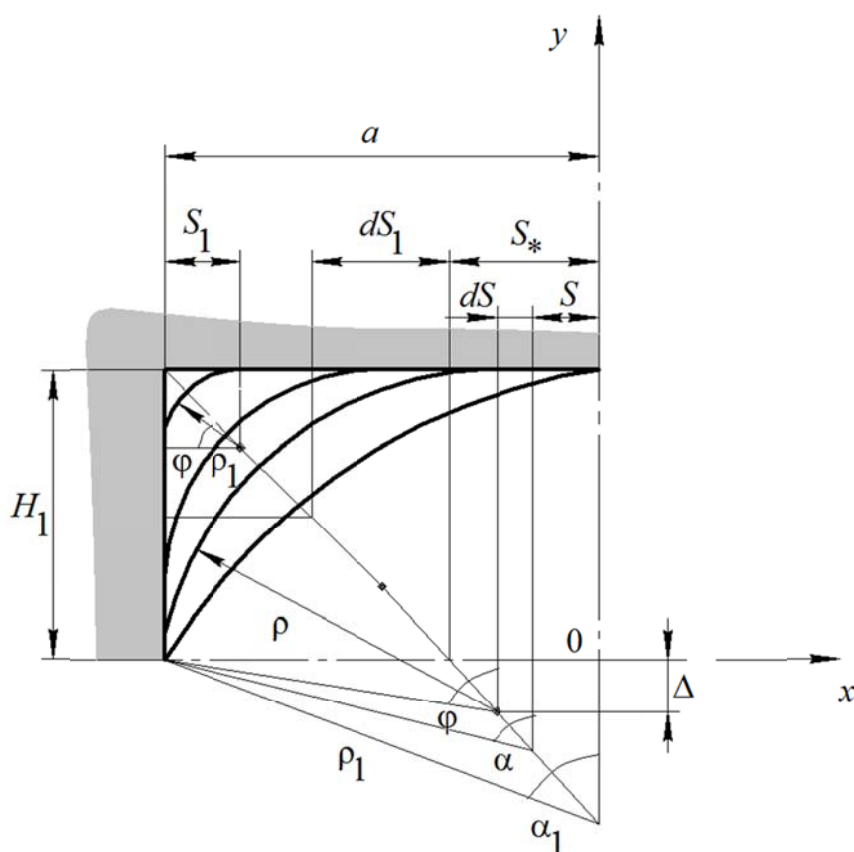


Рисунок 1 – Схема к анализу формоизменения угловых элементов на первом и втором этапах второй стадии деформирования

Разобьём вторую стадию на два этапа, на первом из которых образуется участок оболочки плоско формы рядом с вершиной, что связано с влиянием скольжения относительно остальной части детали до времени, когда $S = S_* = a - H_1$. В дальнейшем

реализуется симметричное деформирование заготовки относительно оси симметрии $O_1 O'$, с учетом скольжения. На двух этапах формовки течение материала – радиальное.

Исследуем два близких состояния на первом этапе: первое – с радиусом нейтральной поверхности ρ и длиной поверхности контакта S и второе – радиусом $\rho + d\rho$ и длиной поверхности $S + dS$. Приращение окружной деформации определится при переходе во второе состояние

$$d\varepsilon_y = \frac{(\rho + d\rho)(\alpha + d\alpha) + S + dS - \rho\alpha - S}{\rho\alpha + S} = \frac{\rho d\alpha + d\rho\alpha + dS}{\rho\alpha + S}; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} &= \frac{H_1}{a - S}; \quad \alpha = 2 \operatorname{arctg} \frac{H_1}{a - S}; \quad d\alpha = \frac{2H_1 dS}{(a - S)^2 + H_1^2}; \quad \rho = \frac{(a - S)^2 + H_1^2}{2H_1}; \\ d\rho &= -\frac{(a - S)dS}{H_1}. \end{aligned} \quad (2)$$

После подстановки полученных выражений в соотношение (2) найдем

$$d\varepsilon_y = \frac{2H_1 \left(1 - \frac{a - S}{H_1} \operatorname{arctg} \frac{H_1}{a - S} \right)}{\left[(a - S)^2 + H_1^2 \right] \operatorname{arctg} \frac{H_1}{a - S} + H_1 S} dS. \quad (3)$$

По условию несжимаемости, получим

$$\frac{\dot{h}}{h} = -F(S) \frac{dS}{dt}. \quad (4)$$

Применяя граничные условия $t = t_1, S = 0$ и $h = h_1(\varphi)$, и интегрируя формулу (4) получим

$$\frac{h(t + \Delta t)}{h(t)} = 1 - F(S(t))(S(t + \Delta t) - S(t)) = K(t + \Delta t). \quad (5)$$

Пользуясь предположением о равномерности деформации значение $K(t + \Delta t)$ будет постоянно на этапе и его можно получить в любой точке формируемой заготовки.

$$\text{В связи с этим} \quad h(\varphi, t + \Delta t) = h(\varphi, t) K(t + \Delta t). \quad (6)$$

На первом этапе второй стадии деформирования в зависимости от длины участка контакта S окружное напряжение σ_y может быть найдено по формуле

$$\sigma_y = \frac{p\rho}{h} = \frac{p[(a - S)^2 + H_1^2]}{2H_1 h(\varphi, S)}, \quad (7)$$

где $h(\varphi, S)$ определяется по формуле (6).

Из условия $\xi_x = 0$ с использованием ассоциированного закона течения материала находим напряжение σ_x

$$\sigma_x = \frac{R_x \sigma_y}{1 + R_x}. \quad (8)$$

Заметим, что этот этап деформирования реализуется до момента $t = t_2$, когда $S = a - H_1$, $\rho = H_1$.

При реализации второй стадии второго этапа имеет место симметричное относительно $O_1 O'$ заполнение углового элемента в пределах квадрата со стороной H_1 . На данном этапе изменяется в меньшую сторону радиус сечения оболочки при движении центра

окружности относительно оси $O_1 O'$ одновременно с параллельным получением прямолинейных участков оболочки.

Рассмотрим два похожих симметричных деформированных состояний оболочки в угловой части заготовки на втором этапе деформирования после того как сформировалась часть оболочки с радиусом $\rho = H_1$.

Приращение окружной деформации при переходе из первого состояния во второе находится как

$$d\varepsilon_y = \frac{d\rho_1 \frac{\pi}{2} + 2dS_1}{\rho_1 \frac{\pi}{2} + 2S_1 + S_*}. \quad (9)$$

Согласно рисунка 1 имеем

$$d\rho_1 = -dS_1. \quad (10)$$

Выражение (9) принимает вид

$$d\varepsilon_y = \frac{\left(2 - \frac{\pi}{2}\sqrt{2}\right)dS_1}{S_1\left(2 - \frac{\pi}{2}\sqrt{2}\right) + H_1 \frac{\pi}{2} + S_*}, \quad \xi_y = \frac{\left(2 - \frac{\pi}{2}\right)\dot{S}_1}{\left(2 - \frac{\pi}{2}\right)S_1 + H_1 \frac{\pi}{2} + S_*}, \quad (11)$$

Принимая во внимание условие несжимаемости материала $\xi_y = -\xi_z$, имеем

$$\frac{\dot{h}}{h} = -\frac{\dot{S}_1}{S_1 + \frac{H_1 \frac{\pi}{2} + S_*}{2 - \frac{\pi}{2}}}, \quad (12)$$

Проинтегрируем это уравнение при начальных данных $t = t_2$ $S_1 = 0$, $h = h_1$ на этапе

$$h = h_1 \frac{H_1 \frac{\pi}{2} + S_*}{\left(S_1 + \frac{H_1 \frac{\pi}{2} + S_*}{2 - \frac{\pi}{2}}\right)\left(2 - \frac{\pi}{2}\right)}, \quad (13)$$

где h_1 – толщина оболочки на первом этапе второй стадии деформирования при $S = S_*$.

Учитывая, что на этапе деформирования во всех точках оболочки

$$\frac{h}{h_1} = K(t + \Delta t) = \text{const} \quad (14)$$

при любом φ , можно найти $h(\varphi, t + \Delta t)$ по формуле

$$h(\varphi, t + \Delta t) = h(\varphi, t)K(t + \Delta t). \quad (15)$$

Можно отметить, что представленные выше и выведенные нами уравнения подходят для осуществления момента начала локализации деформации в различных местах обрабатываемых изделий.

Материалы, подвергаемые деформированию могут проявлять различные свойства, связанные с зависимостью протекания процесса от скорости деформации. Вначале исследуем формовку листовых материалов, чьи свойства подчиняются энергетической теории ползучести и повреждаемости. В данном случае $\sigma_e < \sigma_{e0}$. Поведение самого

материала заготовки, можно описать данными выражениями $\xi_e^c = \frac{B(\sigma_e/\sigma_{e0})^n}{(1 - \omega_A^c)^m}$; $\dot{\omega}_A^c = \frac{\sigma_e \xi_e^c}{A_{np}^c}$.

Выражения для оценки повреждаемости ω_A^c

$$\dot{\omega}_A^c = \frac{C_1 D_1 p (H_1 - S_1 \sqrt{2}) \dot{S}_1}{h A_{np}^c \left(S_1 + \frac{H_1 \frac{\pi}{2} + S_*}{2 - \frac{\pi}{2} \sqrt{2}} \right)}, \quad (16)$$

где h находится по формуле $h(\varphi, t + \Delta t) = h(\varphi, t) K(t + \Delta t)$; $C_1 D_1 = 1$.

Данное уравнение решается при следующих граничных условиях $t = t_2$ $S = S_*$, $p = p_2(t_2)$, $\omega_A^c = \omega_{A2}^c(t_2)$, $h(\varphi) = h_2(\varphi, t_2)$.

Теперь рассмотрим формовку листовых материалов, чьи свойства подчиняются кинетическим уравнениям ползучести и повреждаемости. Поведение материала заготовки,

можно описать выражениями $\xi_e^c = B \left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{e0}} \right)^n \frac{1}{(1 - \omega_e^c)^m}$; $\dot{\omega}_e^c = \frac{\xi_e^c}{\varepsilon_{enp}^c}$.

Повреждаемость ω_e^c может быть найдена из выражений

$$\dot{\omega}_e^c = \frac{k}{B} \xi_e^c = \frac{C_1 \dot{S}_1}{\varepsilon_{enp}^c \left(S_1 + \frac{H_1 \frac{\pi}{2} + S_*}{2 - \frac{\pi}{2} \sqrt{2}} \right)}; \quad (17)$$

полученных на основе системы уравнений $\xi_e^c = B \left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{e0}} \right)^n \frac{1}{(1 - \omega_e^c)^m}$; $\dot{\omega}_e^c = \frac{\xi_e^c}{\varepsilon_{enp}^c}$ после

использования в них выражений $h(\varphi, t + \Delta t) = h(\varphi, t) K(t + \Delta t)$,

$$\dot{\omega}_A^c = \frac{C_1 D_1 p [(a - S)^2 + H_1^2] F(S) \dot{S}}{2 H_1 h A_{np}^c}.$$

Данное уравнение решается при следующих граничных условиях $t = t_2$ $S_1 = 0$, $p(t_2) = p_2(t_2)$, $\omega_e^c = \omega_{e2}^c(t_2)$, $h(\varphi) = h_2(\varphi, t_2)$. Предельная величина S_{1np} находится при $\omega_e^c = 1$.

Заключение.

Полученные в результате моделирования выражения можно использовать при разработке технологических процессов формообразования каналов прямоугольной формы с минимальным количеством получаемых дефектов.

Работа выполнена в рамках грантов РФФИ № № 16-48-710016 и 16-08-00020.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Изотермическая пневмоформовка анизотропных высокопрочных листовых материалов / С.Н. Ларин [и др.] / под ред. С.С. Яковлева. – М.: Машиностроение, 2009. – 352 с.
2. Яковлев, С.С. Изотермическая пневмоформовка элементов ячеистых многослойных листовых конструкций из анизотропных высокопрочных материалов в режиме ползучести / С.С. Яковлев, С.Н. Ларин, В.И. Трегубов. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. – 173 с.
3. Малинин, Н.Н. Ползучесть в обработке металлов / Н.Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1986. – 216 с.

4. Григорьев, А.С. О теории и задачах равновесия оболочек при больших деформациях / А.С. Григорьев // Известия АН СССР. Механика твердого тела, 1970. – № 1. – С. 163–168.
5. Изотермическое деформирование высокопрочных анизотропных металлов / С.П. Яковлев, В.Н. Чудин, С.С. Яковлев, Я.А. Соболев. М: Машиностроение, Изд-во ТулГУ, 2004. – 427 с.
6. Изотермическое деформирование металлов / С.З. Фиглин, В.В. Бойцов, Ю.Г. Калпин, Ю.И. Каплин. М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.
7. Работнов, Ю.Н. Кратковременная ползучесть / Ю.Н. Работнов, С.Т. Милейко. – М.: Наука, 1970. – 224 с.

Ларин Сергей Николаевич
Тульский государственный
университет, г. Тула
д-р техн. наук, заведующий
кафедрой «Механика
пластического формоизменения»
E-mail: mpf-tula@rambler.ru

Платонов Валерий Иванович
Тульский государственный
университет, г. Тула
канд. техн. наук, доцент кафедры
«Механика пластического
формоизменения»
E-mail: mpf-tula@rambler.ru

Яковлев Сергей Сергеевич
Тульский государственный
университет, г. Тула
студент
E-mail: mpf-tula@rambler.ru

S.N. LARIN, V.I. PLATONOV, S.S. YAKOVLEV

THE DETERMINATION OF THE AMOUNT OF DAMAGE WHEN THE FORMATION OF RECTANGULAR CHANNELS IN A MULTILAYER SHEET STRUCTURES

Abstract. *The article presents the main points of the development of a mathematical model for the pneumoforming of rectangular channels in multi-layer sheet structures for two different groups of materials exhibiting different properties depending on the speed parameters of the process. The dependencies obtained during the modeling allow to determine the amount of material damage during the forming process, the critical height of the molded channels and the molding time. The investigations were performed for the stage of forming elements in the corners of the structures.*

Keywords: *shape change, multilayer constructions, rectangular channels, power parameters.*

BIBLIOGRAPHY

1. Izotermicheskaya pnevmoformovka anizotropnykh vysokoprochnykh listovykh materialov / S.N. Larin [i dr.] / pod red. S.S. Yakovleva. – М.: Mashinostroyeniye, 2009. – 352 s.
2. Yakovlev, S.S. Izotermicheskaya pnevmoformovka elementov yacheistyykh mnogosloynnykh listovykh konstruktsey iz anizotropnykh vysokoprochnykh materialov v rezhime polzuchesti / S.S. Yakovlev, S.N. Larin, V.I. Tregubov. – Tula: Izd-vo TulGU, 2011. – 173 s.
3. Malinin, N.N. Polzuchest v obrabotke metallov / N.N. Malinin. – М.: Mashinostroyeniye, 1986. – 216 s.
4. Grigoryev, A.S. O teorii i zadachakh ravnovesiya obolochek pri bolshikh deformatsiyakh / A.S. Grigoryev // Izvestiya AN SSSR. Mekhanika tverdogo tela, 1970. – № 1. – S. 163–168.
5. Izotermicheskoye deformirovaniye vysokoprochnykh anizotropnykh metallov / S.P. Yakovlev, V.N. Chudin, S.S. Yakovlev, YA.A. Sobolev. М: Mashinostroyeniye, Izd-vo TulGU, 2004. – 427 s.
6. Izotermicheskoye deformirovaniye metallov / S.Z. Figlin, V.V. Boytsov, YU.G. Kalpin, YU.I. Kaplin. М.: Mashinostroyeniye, 1978. – 239 s.
7. Rabotnov, YU.N. Kratkovremennaya polzuchest / YU.N. Rabotnov, S.T. Mileyko. – М.: Nauka, 1970. – 224 s.

Larin Sergey Nikolayevich
Tulskiy gosudarstvennyy universitet.
g. Tula
d-r tekhn. nauk. zaveduyushchiy
kafedroy «Mekhanika plasticheskogo
formoizmeneniya»
E-mail: mpf-tula@rambler.ru

Platonov Valeriy Ivanovich.
Tulskiy gosudarstvennyy universitet.
g. Tula
kand. tekhn. nauk. dotsent kafedry
«Mekhanika plasticheskogo
formoizmeneniya»
E-mail: mpf-tula@rambler.ru

Yakovlev Sergey Sergeyevich
Tulskiy gosudarstvennyy universitet.
g. Tula
student
E-mail: mpf-tula@rambler.ru

АВТОМАТИЗАЦИЯ РАСЧЕТОВ ПРИ ОЦЕНКЕ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Аннотация. Работа посвящена автоматизации расчетов температурных полей при оценке термонапряженного состояния паровых турбин. Приводится краткое описание разработанной компьютерной программы для расчета коэффициентов теплоотдачи. В настоящий момент результаты работы программы (создаваемый файл граничных условий) адаптированы к использованию в программном комплексе Ansys и используются при оценке термонапряженного состояния элементов турбин, проектировании и расчете ресурса при продлении срока эксплуатации. Опыт использования показал значительное снижение времени и трудозатрат на определение граничных условий, снижение вероятности численных ошибок.

Ключевые слова: паровая турбина, термонапряженное состояние, температурное поле, ротор, турбина, тепловой расчет, коэффициент теплоотдачи.

Введение.

Одни из наиболее важных задач современной энергетики – это повышение надежности и безопасности, а также стабильности работы энергооборудования. Решение этих задач требует проведения достаточно обширного комплекса расчетных обоснований, включающего расчет температурных полей, оценку прочности, надежности и долговечности оборудования.

Современные паровые турбины работают в сложных, с точки зрения вопросов динамики и прочности, условиях. Высокие параметры пара, в частности, температура, превышающая 500°C, сильно влияют на ресурс и безотказность работы турбины. В целях повышения КПД, зазоры между движущимися частями зачастую снижены до долей миллиметров. Также нельзя недооценивать влияние работы в непроектных режимах: снижение температуры пара влечет за собой перемещение зоны фазового перехода, в результате чего страдают от эрозии лопатки последних ступеней.

Расчет температурных полей роторов и корпусных элементов является обязательным шагом оценки прочности и работоспособности паровых турбин на всех этапах жизненного цикла (проектирование, эксплуатация, модернизация, определение остаточного ресурса и т.д.). Это позволяет избежать задеваний движущихся частей, разрушения металла, а также предсказать поведение турбины на различных режимах работы.

Основная часть.

Современная вычислительная техника обеспечивает широкие возможности проведения расчетов. Унифицированность форматов CAD и CAE программ, облегченный обмен данными значительно упрощают компьютерные расчеты.

Для вычисления температурных полей с использованием CAE-программ достаточно построить компьютерную модель турбины и задать граничные условия. Граничные условия (г.у.) тепловой задачи – это температура, в случае г.у. 1-го рода, или температура и коэффициент теплоотдачи, в случае г.у. 3-го рода. Температуры пара, омывающего поверхности теплообмена, известны из теплового расчета. Коэффициенты теплоотдачи вычисляются с помощью обширного комплекса критериальных соотношений, описывающих теплообмен на характерных поверхностях. Также необходимо знать теплофизические свойства пара, сильно изменяющиеся в широком диапазоне температур и давлений. Более подробно критериальные соотношения и методы расчета описаны в [1] и [2].

По-отдельности выполнение описанных шагов не составляет труда, однако, в комплексе они занимают достаточно много времени. Например, для расчета температурного поля ротора турбины, имеющей 10 ступеней, необходимо рассчитать г.у. на 20-и боковых поверхностях, 10-и диафрагменных уплотнениях, 2-х группах концевых уплотнений, а также других, в зависимости от сложности конструкции и требуемой точности решения. Если рассматривать еще и корпус/статор, то количество уравнений увеличивается минимум вдвое. На рисунке 1 представлена осесимметричная модель проточной части турбины со схематичным обозначением поверхностей, на которых задаются граничные условия. Для каждой поверхности необходимо рассчитать расходы, скорости пара, предварительно зная теплофизические свойства омывающего пара. Безусловно, существуют программы для вычисления свойств пара, освобождая пользователя от необходимости выписывать данные справочников. Однако впоследствии все равно приходится вручную подставлять их в формулы. На всех этапах этой бумажной работы могут возникать ошибки, т.н. «человеческий фактор».

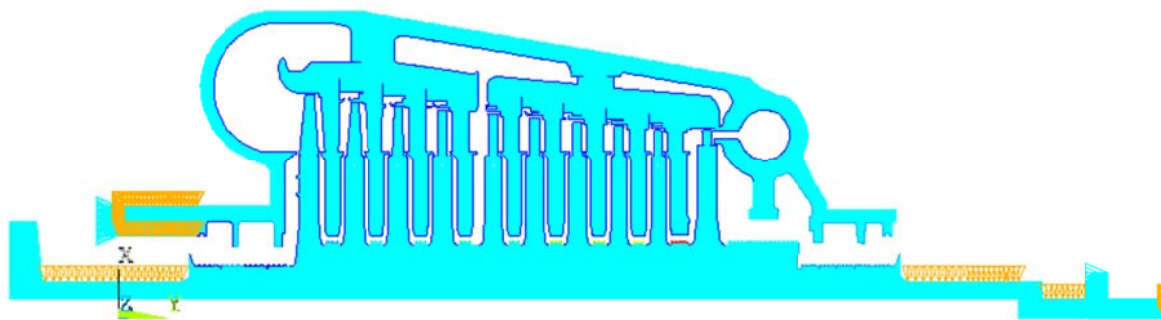


Рисунок 1 – Осесимметричная модель проточной части турбины с указанием поверхностей теплообмена:
(– г.у. 1-го рода, – г.у. 2-го рода, – г.у. 3-го рода)

Была предложена методика автоматизации расчета коэффициентов теплоотдачи с помощью компьютерной программы. Разработанная программа включает в себя интерфейс для ввода начальных данных: характерные геометрические параметры ротора, количество ступеней, типы уплотнений, номинальные зазоры и т.д. Далее происходит автоматическое вычисление теплофизических свойств пара на основе интерполяционных соотношений [3,4]. Затем вычисляются расходы и скорости пара в зазорах [5], формируется результирующий файл с граничными условиями, который может быть использован в дальнейшем для проведения обосновывающих расчетов на прочность и надежность.

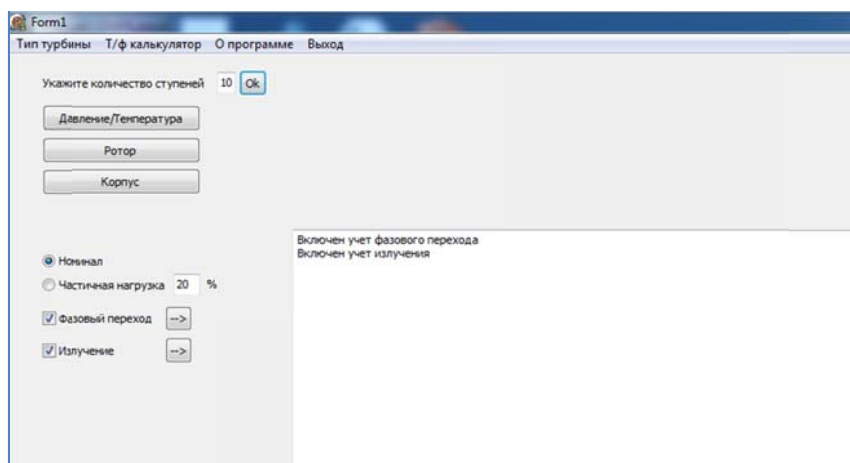


Рисунок 2 – Главное окно программы

На рисунке 2 изображено главное окно программы. Предусмотрена возможность производить расчеты не только для номинального режима работы, но и для режимов частичной нагрузки. Также есть кнопки для включения учета излучения и фазового перехода. К сожалению, ввиду недостаточности экспериментальных данных, возможна только приближенная оценка значений коэффициентов теплоотдачи в зоне фазового перехода. Однако, вследствие общего высокого значения коэффициентов теплоотдачи при изменении агрегатного состояния рабочего тела ($\alpha \sim 10^4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$), влияние этой ошибки на распределение температур и температурных напряжений в рассматриваемом элементе турбины будет уже не столь значительно, т.к. при таких высоких значениях граничное условие III рода практически превращается в граничное условие I рода. Учитывая специфику документации, предусмотрена возможность ввода начальных данных в любых единицах измерения – перевод в СИ производится автоматически. Более подробно работа программы, используемые соотношения и доступные функции описаны в [6].

Работа программы верифицирована на примере ротора турбины К-200-130. Процедура верификации и примеры расчетов (коэффициенты теплоотдачи и температурные поля) представлены в [6].

Заключение.

Описанная программа активно используется в составе комплекса расчетных обоснований прочности, надежности и долговечности паровых турбин. Постоянно ведется

работа над улучшением: выявленные ошибки исправляются, а новые данные включаются в методику расчетов.

Используя программу можно создать базу данных из граничных условий для турбины на различных режимах работы, в том числе пусков и остановов. Облегчаются процессы разработки турбин, изменения конструкции и модернизации, так как упрощаются серийные расчеты.

Самое главное преимущество использования автоматизированных средств вычисления – это экономия времени и человеческих ресурсов, что в нынешней экономической ситуации совсем не последний вопрос.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сафонов, Л.П. Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин: руководящий технический материал / Л.П. Сафонов, А.Н. Коваленко, К.П. Селезнев. – Л.: НПО ЦКТИ, 1985.
2. Селезнев, К.П. Тепловое состояние роторов и цилиндров паровых и газовых турбин / К.П. Селезнев. – М. –Л.: Машиностроение, 1964.
3. Ривкин, С.В. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С.В. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергоатомиздат, 1984.
4. IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. International Association for the Properties of Water and Steam / Executive Secretary R.B. Dooley. Electric Power Research Institute. Palo Alto. CA 94304, USA.
5. Трубилов, М.А. Паровые и газовые турбины / М.А. Трубилов, Г.В. Арсеньев, В.В. Фролов. – М.: Энергоатомиздат, 1985.
6. Георгиевская, Е.В. Современные подходы к расчету термонапряженного состояния паровых турбин / Е.В. Георгиевская, Ю.А. Горский // Новое в российской энергетике. – 2015. – № 11. – С.12–22.

Горский Юрий Александрович

ОАО «Научно–производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова», 191167, Россия, Санкт–Петербург, Атаманская ул., д. 3/6.
Инженер 3–й категории, Отдел прочности и ресурса энергооборудования
E–mail: iurii.gorskii@gmail.com

Yu.A. GORSKY

AUTOMATION OF CALCULATIONS IN ESTIMATING THERMONOMAGED STATE ELEMENTS OF STEAM TURBINES

Abstract. *The work is dedicated to the automation of temperature field calculations in the evaluation of thermal stress state of steam turbines. A brief description of the developed computer program for calculation of heat transfer coefficients is given. At the moment, the results of the program (the created boundary conditions file) are adapted for use in the Ansys software package and are used in evaluating the thermal stress state of turbine elements, designing and calculating the resource for extension of the service life. Experience of use showed a significant reduction in time and effort to determine the boundary conditions, reducing the probability of numerical errors.*

Keywords: *steam turbine, thermal stress state, temperature field, rotor, turbine, thermal calculation, heat transfer coefficient*

BIBLIOGRAPHY

1. Safonov, L.P. Raschet temperaturnykh poley rotorov i korpusov parovykh turbin: rukovodyashchiy tekhnicheskii material / L.P. Safonov, A.N. Kovalenko, K.P. Seleznev. – L.: NPO TSKTI, 1985.
2. Seleznev, K.P. Teplovoye sostoyaniye rotorov i tsilindrov parovykh i gazovykh turbin / K.P. Seleznev. – M. –L.: Mashinostroeniye, 1964.
3. Rivkin, S.V. Termodinamicheskiye svoystva vody i vodyanogo para: spravochnik / S.V. Rivkin, A.A. Aleksandrov. – M.: Energoatomizdat, 1984.
4. IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. International Association for the Properties of Water and Steam / Executive Secretary R.B. Dooley. Electric Power Research Institute. Palo Alto. CA 94304, USA.
5. Trubilov, M.A. Parovyie i gazovyie turbiny / M.A. Trubilov, G.V. Arsenyev, V.V. Frolov. – M.: Energoatomizdat, 1985.
6. Georgievskaya, Ye.V. Sovremennyye podkhody k raschetu termonapravzhennogo sostoyaniya parovykh turbin / Ye.V. Georgievskaya, YU.A. Gorskiy // Novoye v rossiyskoy energetike. – 2015. – № 11. – S.12–22.

Gorskiy Yuriy Aleksandrovich

ОАО «Научно–производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова», 191167, Россия, Санкт–Петербург, Атаманская ул., д. 3/6.
Инженер 3–й категории, Отдел прочности и ресурса энергооборудования
E–mail: iurii.gorskii@gmail.com

М.В. ГРЯЗЕВ, С.Н. ЛАРИН

ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА РАЗДАЧИ ТРУБЫ КОНИЧЕСКИМ ПУАНСОНОМ

Аннотация. Наиболее применяемым методом производства различных форм, в основном цилиндрических и круглых в плане является штамповка, и, в частности раздача и обжим. Однако теоретические исследования посвященные раздаче весьма немногочисленны. В связи с этим важной задачей стоит теоретическое исследование раздачи тонкостенных заготовок, которое учитывало бы механические свойства исходного материала. В статье представлена разработанная математическая модель раздачи трубной заготовки коническим пуансоном. В основу расчетов положен метод расчета параметров процесса, основанный на совместном решении приближенных дифференциальных уравнений равновесия и условия текучести. Получены выражения для определения напряженного и деформированного состояний заготовки процесса раздачи трубных заготовок.

Ключевые слова: раздача, матрица, деформирование, напряжения, деформации.

Введение.

В отраслях машиностроения, касающихся производства транспорта, и в частности, двигателестроения нашли очень широкое применение различные виды систем трубопроводов. Важными элементами перечисленных выше конструкций являются адаптеры различных форм, в основном цилиндрические и круглые в плане, которые обеспечивают их соединённые. Требования к качеству самих адаптеров порой весьма высокие. Поэтому весьма остро стоит вопрос о методах их изготовления. Наиболее рациональным методом является штамповка, и, в частности раздача и обжим. Штамповка позволяет получить изделия весьма высокого качества с очень большим коэффициентом использования материала. Теоретические исследования посвященные раздаче весьма немногочисленны, и основаны в основном на производственном опыте. В связи с этим важной задачей стоит теоретическое исследование раздачи тонкостенных заготовок, которое учитывало бы механические свойства исходного материала.

Основная часть.

Рассмотрим операцию раздачи трубной заготовки коническим пуансоном. В основе анализа используем метод расчета энергетических параметров операции, базирующийся на решении приближенного дифференциального уравнения равновесия совместно с условием текучести с учетом сопряжений на границах участков, а также поворотом направления течения материала на угол α [1].

Допустим, что операция раздачи трубной заготовки реализуется в условиях плоского напряженного состояния, на контактных границах заготовки и инструмента реализуется закон трения Кулона. Принимаем, что материал заготовки несжимаем, изотропно упрочняющийся, обладает цилиндрической анизотропией механических свойств, для которого применимо условие текучести Мизеса–Хилла [2] и ассоциированный закон пластического течения, связывающий компоненты тензора напряжений с компонентами приращения тензора деформаций, посредством коэффициента пропорциональности

$$2f(\sigma_{ij}) \equiv F\sigma_{\theta}^2 + G\sigma_{\rho}^2 + H(\sigma_{\rho} - \sigma_{\theta})^2 = 1 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} d\varepsilon_{\rho} &= d\lambda[H(\sigma_{\rho} - \sigma_{\theta}) + G\sigma_{\rho}]; \quad d\gamma_{\theta z} = 0; \\ d\varepsilon_{\theta} &= d\lambda[F\sigma_{\theta} + H(\sigma_{\theta} - \sigma_{\rho})]; \quad d\gamma_{z\rho} = 0; \\ d\varepsilon_z &= -d\lambda[G\sigma_{\rho} + F\sigma_{\theta}]; \quad d\gamma_{\rho\theta} = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где F, G, H – параметры анизотропии, характеризующие текущее состояние материала заготовки;

σ_{ij} – компоненты тензора напряжений вдоль главных осей анизотропии;

$d\varepsilon_{\rho}, d\varepsilon_{\theta}, d\varepsilon_z, d\gamma_{\theta z}, d\gamma_{\rho\theta}, d\gamma_{z\rho}$ – компоненты приращения тензора деформаций;

$d\lambda$ – коэффициент пропорциональности;

x, y, z – главные оси анизотропии.

С учетом связи параметров анизотропии F, G, H со значениями коэффициентов анизотропии R_ρ и R_θ вида [2]

$$\frac{H}{F} = R_{90} = R_\theta; \quad \frac{G}{F} = \frac{R_{90}}{R_0} = \frac{R_\theta}{R_\rho}, \quad F = \frac{1}{\sigma_{s\theta}^2 (1 + R_\theta)}. \quad (3)$$

выражение для условия текучести материала, при наличии цилиндрической анизотропии механических свойств, в главных напряжениях приобретет вид:

$$\sigma_\rho^2 + \frac{R_\rho(1 + R_\theta)}{R_\theta(1 + R_\rho)} \sigma_\theta^2 - 2 \frac{R_\rho}{(1 + R_\rho)} \sigma_\rho \sigma_\theta = \frac{R_\rho(1 + R_\theta)}{R_\theta(1 + R_\rho)} \sigma_{s\theta}^2, \quad (4)$$

где $\sigma_{s\theta}$ – напряжения сопротивления материала пластической деформации вдоль оси θ , которая зависима от интенсивности напряжений σ_i и определяется по известному выражению [3]

$$\sigma_{s\theta} = \sigma_i \sqrt{\frac{2(R_\rho + R_\rho R_\theta + R_\theta)}{3R_\rho(R_\theta + 1)}}. \quad (5)$$

С учетом соотношения (5), перепишем условие текучести (4) в следующем виде

$$\sigma_\rho^2 + \sigma_\theta^2 \frac{R_\rho(1 + R_\theta)}{R_\theta(1 + R_\rho)} - 2 \frac{R_\rho R_\theta}{R_\theta(1 + R_\rho)} \sigma_\rho \sigma_\theta = \sigma_i^2 \left[\frac{2(R_\rho + R_\rho R_\theta + R_\theta)}{3R_\theta(1 + R_\rho)} \right]. \quad (6)$$

Используя соотношения (2) и определив отношение $d\varepsilon_\rho / d\varepsilon_\theta$, приняв во внимание выражения (3), получаем:

$$d\varepsilon_\rho = d\varepsilon_\theta \frac{R_\theta[\sigma_\rho + R_\rho(\sigma_\rho - \sigma_\theta)]}{R_\rho[\sigma_\theta + R_\theta(\sigma_\theta - \sigma_\rho)]}, \quad (7)$$

где $d\varepsilon_\theta = d\rho / \rho$; ρ – полярная координата рассматриваемого бесконечно малого элемента на конической поверхности.

Используем соотношение, которое позволяет определить приращение интенсивности деформации $d\varepsilon_i$ для рассматриваемой операции формоизменения [4]:

$$d\varepsilon_i = \sqrt{\frac{2}{3}(F + G + H) \left[F \left(\frac{Gd\varepsilon_\theta - Hd\varepsilon_z}{FG + GH + HF} \right)^2 + G \left(\frac{Hd\varepsilon_z - Fd\varepsilon_\rho}{FG + GH + HF} \right)^2 + H \left(\frac{Fd\varepsilon_\rho - Gd\varepsilon_\theta}{FG + GH + HF} \right)^2 \right]^{1/2}}, \quad (8)$$

с учетом условия несжимаемости материала $d\varepsilon_\rho + d\varepsilon_\theta + d\varepsilon_z = 0$, а также выражений (3), получим

$$d\varepsilon_i = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{2\beta R_\rho R_\theta + R_\theta(R_\rho + 1)}{R_\rho R_\theta(1 + R_\rho + R_\theta)}} d\varepsilon_\theta + \sqrt{\frac{(R_\rho + R_\theta + R_\rho R_\theta) \left[\frac{R_\theta[\sigma_\rho + R_\rho(\sigma_\rho - \sigma_\theta)]}{R_\rho[\sigma_\theta + R_\theta(\sigma_\theta - \sigma_\rho)]} \right]^2 R_\rho(R_\theta + 1)}{R_\rho R_\theta(1 + R_\rho + R_\theta)}} d\varepsilon_\theta. \quad (9)$$

Принимаем, что упрочнение материала заготовки определяется выражением:

$$\sigma_i = \sigma_{i0} + A \left(\int_{\rho_0}^{\rho} d\varepsilon_i \right)^n, \quad (10)$$

где σ_{i0} , A , n – константы материала, определяемые экспериментальными методами.

Определим деформированное состояние материала заготовки в очаге пластической деформации. Используя соотношения (2) и определив отношение $d\varepsilon_z/d\varepsilon_\theta$ с учетом выражений (3), получаем

$$\frac{d\varepsilon_z}{d\varepsilon_\theta} = \frac{R_\theta \sigma_\rho + R_\rho \sigma_\theta}{R_\rho [R_\theta \sigma_\rho - (1 + R_\theta) \sigma_\theta]} \quad (11)$$

Имея в виду, что $d\varepsilon_z = ds/s$, и используя условие несжимаемости $d\varepsilon_\theta + d\varepsilon_\rho + d\varepsilon_z = 0$ и соотношения (3), получаем

$$\frac{ds}{s} = \frac{R_\theta \sigma_\rho + R_\rho \sigma_\theta}{R_\rho [R_\theta \sigma_\rho - (1 + R_\theta) \sigma_\theta]} \frac{d\rho}{\rho} \quad (12)$$

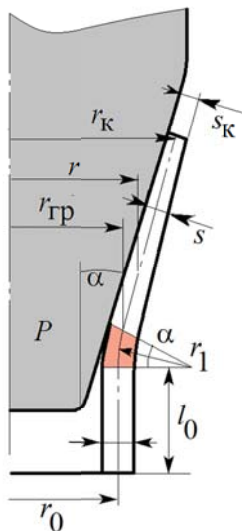


Рисунок 1 – Напряженно-деформированное состояние трубной заготовки при раздаче

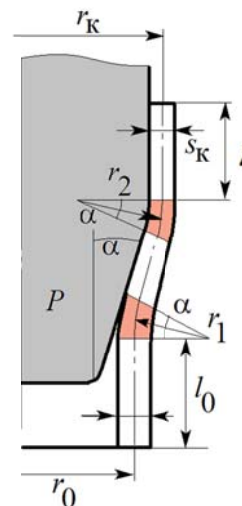


Рисунок 2 – Схема раздачи коническим пуансоном с образованием цилиндрической части

Определим меридиональные σ_ρ и окружные σ_θ напряжения решив систему из выражений для приближенного уравнения равновесия [4]

$$\rho \frac{d\sigma_\rho}{d\rho} + \sigma_\rho \left(1 + \frac{\rho}{s} \frac{ds}{d\rho} \right) - \sigma_\theta - \frac{\mu \sigma_\theta}{\tan \alpha} = 0 \quad (13)$$

и условия пластичности (4) при наложении граничных условий

$$\text{при } \rho = \rho_K = r_K / \sin \alpha, \quad \sigma_\rho|_{\rho=\rho_K} = 0, \quad (14)$$

где μ – коэффициент трения Кулона при взаимодействии поверхности контакта инструмента и цилиндрической заготовки.

Граничные условия (14) дают возможность определить величины окружных σ_θ напряжений из условия текучести (6) из следующего выражения

$$\sigma_\theta = \sigma_i \sqrt{\frac{2(R_\rho + R_\rho R_\theta + R_\theta)}{3R_\rho(1 + R_\theta)}} \quad (15)$$

Используя выражения (12), можно преобразовать уравнение равновесия (13) к виду:

$$\rho \frac{d\sigma_\rho}{d\rho} + \sigma_\rho (1 + f) - \sigma_\theta - \frac{\mu \sigma_\theta}{\tan \alpha} = 0 \quad (16)$$

Выполним интегрирование этого уравнения численным методом конечных разностей, перемещаясь от краевой части цилиндрической заготовки, где определены все входящие в уравнение величины

$$\sigma_{\rho_n} = \sigma_{\rho_{n-1}} + \frac{\rho_n - \rho_{n-1}}{\rho_n} \left[\sigma_{\theta_{n-1}} \left(1 + \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha} \right) - \sigma_{\rho_{n-1}} (1 + f_{n-1}) \right]. \quad (17)$$

Определив напряжения σ_{ρ_n} , найдем σ_{θ_n} , воспользовавшись условием текучести (6)

$$\sigma_{\theta} = \frac{R_{\theta}}{1 + R_{\theta}} \sigma_{\rho} + \sigma_i \sqrt{\left(-\frac{R_{\theta}}{1 + R_{\theta}} \right)^2 \left(\frac{\sigma_{\rho}}{\sigma_i} \right)^2 - \frac{1}{R_{\rho}(1 + R_{\theta})} \left[R_{\theta}(1 + R_{\rho}) \left(\frac{\sigma_{\rho}}{\sigma_i} \right)^2 - \frac{2(R_{\rho} + R_{\rho}R_{\theta} + R_{\theta})}{3} \right]}.$$

Сжимающие меридиональные напряжения σ_{ρ} имеют наибольшие по абсолютной величине значения при $\rho = \rho_0 = r_0 / \sin \alpha$. Эти величины напряжений можно определить как сумму напряжений, вытекающих из уравнения (17) и приращения напряжений $2\Delta\sigma_{\rho}$ от изгиба и спрямления [4] в следующем виде:

$$\begin{aligned} \left| \sigma_{\rho} \right|_{\max} &= \sigma_{\rho} \Big|_{\rho=\rho_{zp}} + 2\Delta\sigma_{\rho} \Big|_{\rho=\rho_{zp}} = \sigma_{\rho} \Big|_{\rho=\rho_{zp}} + 2\sigma_{\rho} \Big|_{\rho=\rho_{zp}} (1 - \cos \alpha) = \\ &= \sigma_{\rho} \Big|_{\rho=\rho_{zp}} (3 - 2 \cos \alpha), \end{aligned} \quad (18)$$

где $(3 - 2 \cos \alpha)$ – коэффициент, учитывающий изгиб и спрямление осесимметричной заготовки в момент перехода от конического участка к недеформированному цилиндрическому;

$$\rho_{zp} = r_{zp} / \sin \alpha.$$

В тех случаях, когда при раздаче формируется цилиндрический элемент нового диаметра (рисунок 2), определив меридиональные напряжения σ_{ρ} на коническом участке, следует учесть влияние изгиба и спрямления между этими участками. Допускаем, что изгиб и спрямление элементов на границе участка свободного изгиба увеличивает меридиональные напряжения σ_{ρ} на величину $2\Delta\sigma_{\rho}$. Значение величины $\Delta\sigma_{\rho}$ находим по выражению [4]:

$$\Delta\sigma_{\rho} = \frac{\sigma_{s\theta}s}{4r_2}, \text{ где } r_2 - \text{ радиус кривизны; определяемый по следующей зависимости:}$$

$$r_2 = \sqrt{r_K s} / (\sqrt{2} \sin \alpha).$$

Значение меридионального напряжения σ_{ρ} для рассматриваемого условия формоизменения определяется формулой:

$$\sigma_{\rho} = 2\Delta\sigma_{\rho} \Big|_{\rho=r_K} = \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{\sigma_{s\theta} s \sin \alpha}{\sqrt{r_K s}}. \quad (19)$$

Меридиональные σ_{ρ} и окружные σ_{θ} напряжения определяются путем совместного решения приближенного уравнения равновесия (13) и условия пластичности (6) при граничных условиях

$$\text{при } \rho = \rho_K, \quad \sigma_{\rho} \Big|_{\rho=\rho_K} = 2\Delta\sigma_{\rho} \Big|_{\rho=\rho_K} = \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{\sigma_{s\theta} s \sin \alpha}{\sqrt{r_K s}}, \quad (20)$$

где $\sigma_{s\theta}$ определяется из выражения (5) при $\rho = \rho_K$.

Изменение толщины трубы в процессе операции раздачи цилиндрической заготовки оценивается соотношением

$$s = s_0 e^{\rho_0 \int_0^{\rho} \frac{d\rho}{\rho}}. \quad (21)$$

Силу операции раздачи осесимметричной заготовки определяем в соответствии с выражением

$$P = 2\pi r_0 s_0 |\sigma_{\rho \max}|. \quad (23)$$

Предположив, что в соотношениях (6) – (22) величины коэффициентов анизотропии равны между собой $R_\rho = R_\theta = R$, получаем выражения для определения напряжений в случае раздачи трубной заготовки из трансверсально–изотропного материала, а при $R = 1$ – в случае раздачи трубной заготовки из изотропного материала.

Предельная величина коэффициента раздачи K_p^{np} при раздаче трубных заготовок коническим пуансоном может ограничиваться допустимым изменением толщины стенки заготовки (по техническим условиям), локальной потерей устойчивости заготовки, величиной накопленных микроповреждений и потерей устойчивости трубной заготовки второго типа.

Оценка предельных возможностей формоизменения производилась из условия, что максимальная величина осевого напряжения $|\sigma_{\rho \max}|$, передающегося на стенку, не превышает величину напряжения σ_{sp} :

$$|\sigma_{\rho \max}| \leq |\sigma_{sp}|,$$

а также по критерию локальной потери устойчивости анизотропного упрочняющегося материала, базирующегося на основе критерия положительности добавочных нагрузок при плоском напряженном состоянии заготовки:

$$\frac{1}{z} = \frac{d\sigma_i}{\sigma_i d\varepsilon_i} > \frac{a_\rho - a_{\rho\theta}m}{\sqrt{a_\rho - 2a_{\rho\theta}m + a_\theta m^2}}; \quad \frac{1}{z} = \frac{d\sigma_i}{\sigma_i d\varepsilon_i} > \frac{a_\theta m - a_{\rho\theta}}{\sqrt{a_\rho - 2a_{\rho\theta}m + a_\theta m^2}},$$

где $m = \frac{\sigma_{\theta_{cp}}}{\sigma_{\rho_{cp}}};$

$$a_\rho = \frac{3R_\theta(R_\rho + 1)}{2(R_\rho + R_\theta + R_\rho R_\theta)}; \quad a_\theta = \frac{3(R_\theta + 1)R_\rho}{2(R_\rho + R_\theta + R_\rho R_\theta)}; \quad a_{\rho\theta} = \frac{3R_\theta R_\rho}{2(R_\rho + R_\theta + R_\rho R_\theta)};$$

$$\sigma_i = \sigma_{\rho_{cp}} \sqrt{a_\rho - 2a_{\rho\theta}m + a_\theta m^2};$$

$$\sigma_{\theta_{cp}}, \sigma_{\rho_{cp}} - \text{величина средних напряжений в очаге деформации области,}$$

где $\sigma_{\theta_{cp}} > 0;$

σ_{sp} – значение сопротивления материала заготовки пластическому деформированию при плоском напряженном состоянии при заданной величине изменения исходной толщины стенки полуфабриката.

В расчетах принимается $\sigma_{sp} = \sigma_{0,2\rho}$. Эти значения напряжений $\sigma_{0,2\rho}$ соответствуют условию, что при $\rho = \rho_0$, $s = s_0$.

Приведенные выражения не определяются в явном виде относительно предельного коэффициента раздачи K_p^{np} , поэтому выражения для определения предельного коэффициента K_p^{np} от геометрических параметров инструмента и условий трения на инструменте определялись численным расчетом по этим неравенствам.

Заключение.

С помощью выведенных выражений могут быть получены зависимости, позволяющие качественно исследовать исследуемый процесс. В частности установить влияние технологических параметров на напряженно-деформированное состояние заготовки, силовые режимы и предельные возможности раздачи. Что в свою очередь позволит выработать рекомендации по разработке технологических процессов.

Работа выполнена в рамках грантов РФФИ № 16-48-710014 и гранта администрации Тульской области.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сторожев, М.В. Теория обработки металлов давлением / М.В. Сторожев, Е.А. Попов. – М.: Машиностроение, 1977. – 423 с.
2. Яковлев, С.П. Обработка давлением анизотропных материалов / С.П. Яковлев, С.С. Яковлев, В.А. Андрейченко. – Кишинев: Квант. 1997. – 331 с.
3. Нечепуренко, Ю.Г. Глубокая вытяжка цилиндрических изделий из анизотропного материала / Ю.Г. Нечепуренко, С.П. Яковлев, С.С. Яковлев. Тула: ТулГУ, 2000. – 195 с.
4. Попов, Е.А. Основы теории листовой штамповки / Е.А. Попов. – М.: Машиностроение, 1977. – 278 с.

Грязев Михаил Васильевич

Тульский государственный университет, г. Тула
д-р техн. наук, ректор
E-mail: mpf-tula@rambler.ru

Ларин Сергей Николаевич

Тульский государственный университет, г. Тула
д-р техн. наук, заведующий кафедрой «Механика
пластического формоизменения»
E-mail: mpf-tula@rambler.ru

M.V. GRYAZEV, S.N. LARIN

APPROACH TO DEVELOPMENT OF THE MATHEMATICAL MODEL OF THE PROCESS OF PIPE DISTRIBUTION WITH A TAPE PUNCH

Abstract. *The most commonly used method of manufacturing various shapes, mostly cylindrical and round in plan, is stamping, and in particular, crushing and crimping. However, the theoretical studies devoted to distribution are very few. An important task with this important task is the theoretical investigation of the distribution of thin-walled blanks, which takes into account the mechanical properties of the starting material. The article presents the developed mathematical model of the distribution of pipe billet conical punch. The calculation is based on a method for calculating process parameters, based on a joint solution of approximate differential equilibrium equations and the yield conditions. Expressions are obtained for determining the strained and deformed states of the preform of the process of distributing pipe billets*

Keywords: *distribution, matrix, deformation, stresses, deformations.*

BIBLIOGRAPHY

1. Storozhev, M.V. Teoriya obrabotki metallov davleniyem / M.V. Storozhev, Ye.A. Popov. – M.: Mashinostroyeniye, 1977. – 423 s.
2. Yakovlev, S.P. Obrabotka davleniyem anizotropnykh materialov / S.P. Yakovlev, S.S. Yakovlev, V.A. Andreychenko. – Kishinev: Kvant. 1997. – 331 s.
3. Nечepurenko, YU.G. Glubokaya vytyazhka tsilindricheskikh izdeliy iz anizotropnogo materiala / YU.G. Nечepurenko, S.P. Yakovlev, S.S. Yakovlev. Tula: TulGU, 2000. – 195 s.
4. Popov, Ye.A. Osnovy teorii listovoy shtampovki / Ye.A. Popov. – M.: Mashino-stroyeniye, 1977. – 278 s.

Gryazev Mihail Vasilevich

Tulskiy gosudarstvenniy universitet, g. Tula
d-r tehn. nauk, rektor
E-mail: mpf-tula@rambler.ru

Larin Sergey Nikolaevich

Tulskiy gosudarstvenniy universitet, g. Tula
d-r tehn. nauk, zaveduyuschiy kafedroy «Mehnika
plasticheskogo formoizmeneniya»
E-mail: mpf-tula@rambler.ru

К.А. КОВАЛЬ, А.Л. СУХОРИКОВ

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ФОРМАЛИЗМА ВИТТЕНБУРГА В ЗАДАЧЕ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ СОСТАВНОГО ПЛАВНИКОВОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Аннотация. На основе численных методов динамики вязкой жидкости определены гидродинамические характеристики машущего крыла – основного конструктивного элемента составного плавникового движителя. Проведено сопоставление результатов численного расчета с соответствующими аналитическими решениями и экспериментальными данными с целью верификации расчетной модели и последующего анализа плавниковых движителей более сложной конструкции. Предложенные вычислительные подходы могут применяться при проектировании пропульсивных систем, в состав которых входит машущее крыло.

Ключевые слова: гидродинамические характеристики, машущее крыло, плавниковый движитель, система крыльев, формализм Виттенбурга.

Введение.

Составной плавниковый движитель считается одним из перспективных типов движителя для малых подводных робототехнических средств. В работах по гидробионике [1–3] отмечено, что плавниковый движитель по своим пропульсивным качествам не уступает гребным винтам в диапазоне чисел Рейнольдса, типичных для малых подводных аппаратов, при сравнительно низком акустическом излучении. Разработка автономных необитаемых подводных аппаратов (АНПА) с движителем типа «машущее крыло» является одним из приоритетных направлений, в том числе и в зарубежных исследовательских программах [4].

При проектировании плавниковых движителей необходимо учитывать влияние различных физических факторов таких как: турбулентность обтекания, сложные нестационарные вихревые структуры, сходящие с крыла. Еще недавно учет этих факторов в математической модели движителя при заданных колебаниях крыла с большими амплитудами не представлялся возможным. Сейчас, в связи с интенсивным развитием вычислительных средств, появилась возможность численного определения его гидродинамических характеристик с целью последующего выбора конструктивных параметров.

В данной работе на основе численных методов динамики вязкой жидкости определены гидродинамические характеристики машущего крыла как основного конструктивного элемента плавникового движителя. Для верификации расчетной модели и последующего анализа плавниковых движителей более сложных конструктивных схем проведено сопоставление численных результатов с соответствующими аналитическими решениями и экспериментальными данными. Гидродинамические характеристики определялись на основе численного решения уравнений Навье–Стокса осредненных по Рейнольдсу, замкнутых k – ε Realizable моделью турбулентности. Для обеспечения вращения крыла в потоке использовался реализованный во многих расчетных комплексах механики жидкости и газа механизм «скользящих вычислительных сеток». Вывод уравнений движения плавникового движителя, состоящего из системы крыльев осуществлялся на основе формализма Виттенбурга [5].

Определение характеристик плавникового движителя.

При определении гидродинамических характеристик плавникового движителя рассматривалось прямоугольное крыло малого удлинения с симметричным 20–процентным профилем Жуковского, совершающее вращательные колебания с амплитудой 10 градусов. Для устранения краевых эффектов крыло было снабжено концевыми шайбами (рисунок 1). Эксперименты по определению гидродинамических воздействий на такое крыло проводились в ЛПИ [6]. Оно было закреплено в вибрационном стенде. Ось вращения находилась на расстоянии 35% хорды от носа крыла. Размах крыла был равен 267 мм, хорда $b = 200$ мм, так что удлинение крыла $\lambda = 1,335$. Изменения мгновенного распределения давления проводились при помощи безынерционных индуктивных цилиндрических датчиков в аэродинамической трубе с открытой рабочей частью. Гидродинамическое силовое воздействие определялось интегрированием замеренных давлений по контуру

крыла. Скорость потока была $v_0 = 22,8$ м/с, так что число Рейнольдса, при котором проводились исследования, равнялось $Re = 3,14 \cdot 10^5$. Частота колебаний равнялась $n = 7,46$ Гц, соответственно, число Струхала $Sh = 2\pi nb/v_0 = 0,411$.

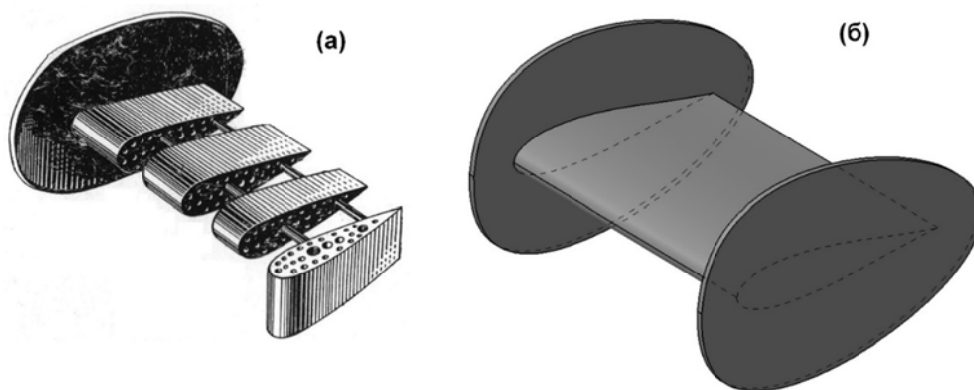


Рисунок 1 – Прямоугольное разъемное крыло с шайбами (а); трехмерная модель крыла (б)

Трехмерная модель крыла разработана в системе трехмерного моделирования Catia (рисунок 1, б), затем был осуществлен ее экспорт в сеточный генератор ICEM CFD и построена соответствующая вычислительная сетка. Внешняя граница расчетной области представляла собой параллелепипед со встроенной сферической расчетной областью, содержащей рассматриваемый объект. Используемый скользящий интерфейс на границе сферической расчетной области обеспечивал возможность вращения крыла относительно внешней расчетной области. Амплитудное значение коэффициента нормальной силы, полученное при расчете, равно $C_y = 0,27$ и очень хорошо согласуется с соответствующим экспериментальным значением $C_y = 0,26$, что подтверждает возможность использования данного подхода для определения гидродинамических воздействий при колебаниях подводных объектов. Затем, при этом же числе Рейнольдса был проведен расчет обтекания колеблющегося крыла в водной среде с частотами $n = 1,14$ Гц и $4,56$ Гц, соответствовавшими числам Струхала $Sh = 2\pi nb/v_0 = 0,91$ и $3,65$. Размещения крыла принимались прежними. Скорость водного потока $v_0 = 1,57$ м/с. Расчетное значение коэффициента производной подъемной силы по углу атаки крыла составило: $c_y^\alpha = 3,12$.

В работе [7] на основе допущения о квазиустановившемся характере обтекания крыла с использованием линеаризованной теории получены соотношения, позволяющие определить его гидродинамические характеристики при поступательно–вращательных колебаниях в потоке жидкости:

$$F_y = \frac{\rho v_0^2}{2} b c_y^\alpha \left[\alpha + \frac{1}{v_0} \frac{dh}{dt} + \frac{1}{v_0} \left(\frac{3}{4} b - x_0 \right) \frac{d\alpha}{dt} \right] L; c_y = \frac{F_y}{\frac{\rho v_0^2}{2} b L}; \quad (1)$$

$$M_z = \frac{\rho v_0^2}{2} b^2 \left\{ -\frac{b\pi}{8v_0} \frac{d\alpha}{dt} + \left(\frac{x_0}{b} - \frac{1}{4} \right) c_y^\alpha \left[\alpha + \frac{1}{v_0} \frac{dh}{dt} + \frac{1}{v_0} \left(\frac{3}{4} b - x_0 \right) \frac{d\alpha}{dt} \right] \right\} L; m_z = \frac{M_z}{\frac{\rho v_0^2}{2} b^2 L}, \quad (2)$$

где F_y – подъемная гидродинамическая сила;
 M_z – продольный гидродинамический момент относительно оси вращения крыла;
 c_y – коэффициент подъемной силы;
 m_z – коэффициент продольного момента;
 ρ – плотность жидкости; v_0 – скорость набегающего потока;
 b – хорда профиля;
 x_0 – расстояние от передней кромки профиля до оси вращения;
 α – угол атаки;
 h – вертикальное перемещение крыла;
 L – размах крыла.

Квазиустановившейся характер обтекания предполагает, что гидродинамические характеристики крыла, движение которого состоит из переменных линейных и угловых перемещений, в любой момент времени одинаковы с гидродинамическими характеристиками того же крыла, движущегося с постоянными линейной и угловой скоростями, равными действительным мгновенным значениям этих скоростей. Гипотеза о квазиустановившемся характере движения справедлива при относительно медленных перемещениях крыла, когда поля скоростей и давлений в потоке при его неустановившемся движении близки к соответствующим полям установившегося движения.

Как показали результаты сопоставления гидродинамических характеристик, полученные численно и на основе соотношений (1) и (2), для относительно низких частот колебаний крыла (1,14 Гц) наблюдается очень хорошее согласование значений гидродинамических воздействий. По мере увеличения частоты до 4,56 Гц усиливается роль нестационарных гидродинамических явлений, обусловленных влиянием присоединенных масс и приростом циркуляции около крыла, обусловленной внезапным увеличением скоса потока (рисунок 2). Это приводит к расхождению численных результатов и результатов, полученных по теории квазиустановившегося обтекания крыла.

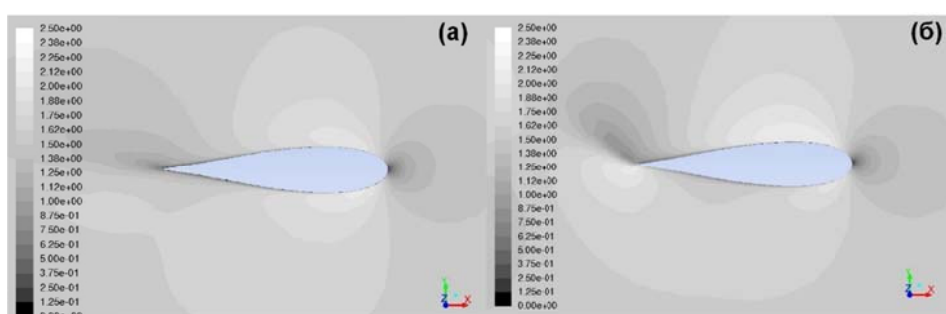


Рисунок 2 – Поля абсолютной величины скорости (м/с) при угле перекладки крыла $\varphi = 0^\circ$, перекладка на положительные углы: (а) – частота 1,14 Гц; (б) – частота 4,56 Гц

Влияние прироста сил циркуляционной природы, действующих на колеблющееся крыло из-за внезапного увеличения скоса потока при его существенно нестационарном движении, а также сил инерции присоединенных масс жидкости, учитывается на основе линеаризованной теории нестационарного движения тонкого крыла [8]. При этом общие соотношения для гидродинамических сил и моментов, действующих на колеблющееся в потоке крыло, содержат как слагаемые нециркуляционной природы, связанные с влиянием присоединенных масс жидкости, так и слагаемые циркуляционной природы, связанные с изменением циркуляции около крыла при его неустановившемся движении. Подъемная сила F_y и продольный момент M_z определяются выражениями:

$$F_y = \pi \rho b_1^2 \left[\frac{d^2 h}{dt^2} + v_0 \frac{d\alpha}{dt} - b_1 a_h \frac{d^2 \alpha}{dt^2} \right] L + 2\pi \rho v_0 b_1 C(k) \left[\frac{dh}{dt} + v_0 \alpha + b_1 \left(\frac{1}{2} - a_h \right) \frac{d\alpha}{dt} \right] L; \quad (3)$$

$$M_z = \pi \rho b_1^2 \left[a_h b_1 \frac{d^2 h}{dt^2} - v_0 b_1 \left(\frac{1}{2} - a_h \right) \frac{d\alpha}{dt} - b_1^2 \left(\frac{1}{8} + a_h^2 \right) \frac{d^2 \alpha}{dt^2} \right] L + 2\pi \rho v_0 b_1^2 \left(a_h + \frac{1}{2} \right) C(k) \left[\frac{dh}{dt} + v_0 \alpha + b_1 \left(\frac{1}{2} - a_h \right) \frac{d\alpha}{dt} \right] L; \quad (4)$$

где $b_l = b/2$ – полухорда профиля;

$a_h = (x_0 - b_l)/b_l$ – относительное расстояние между осью вращения и серединой хорды;

$k = 2\pi n b_l / v_0 = Sh/2$ – приведенная частота колебаний крыла;

$C(k)$ – функция Теодорсена, которая определяется соотношением

$$C(k) = F(k) + iG(k) = \frac{H_1^{(2)}(k)}{H_1^{(2)}(k) + iH_0^{(2)}(k)}, \quad (5)$$

в котором $H_0^{(2)}$, $H_1^{(2)}$ – функции Ганкеля второго рода нулевого и первого порядка.

Функция Теодорсена показывает, во сколько раз сила циркуляционной природы при нестационарном обтекании крыла изменяется по сравнению со значением квазиустановившейся подъемной силы, а также учитывает соответствующий сдвиг фаз таким образом, что подъемная сила запаздывает в своем изменении по сравнению с квазиустановившемся значением.

В таблице 1 для частот вращательных колебаний крыла 1,14Гц; 4,56Гц с амплитудой 10° приведены амплитудные значения коэффициентов подъемной силы c_y и продольного момента m_z полученные на основе теории квазиустановившегося обтекания крыла [7], численного расчета и теории нестационарного обтекания тонкого крыла [8].

Таблица 1. Амплитудные значения гидродинамических коэффициентов

Частота колебаний крыла n , Гц	Число Струхала, $Sh = 2\pi nb/v_0$	Метод расчета	c_y	m_z
1,14	0,91	Теория квазиустановившегося обтекания [7]	0,58	0,07
		Численный расчет	0,58	0,08
		Теория нестационарного обтекания [8]	0,80	0,11
4,56	3,65	Теория квазиустановившегося обтекания [7]	0,95	0,18
		Численный расчет	1,45	0,30
		Теория нестационарного обтекания [8]	1,75	0,40

Подводя итог, можно сказать, что при низких частотах колебаний крыла теория квазиустановившегося обтекания дает вполне приемлемые результаты. При существенно нестационарном движении теория квазиустановившегося обтекания крыла является оценкой снизу, а теория нестационарного обтекания тонкого крыла – оценкой сверху, и численные результаты находятся внутри этого диапазона. Таким образом, получены физически обоснованные значения гидродинамических воздействий, что позволяет использовать современные численные методы решения задач динамики вязкой жидкости при проектировании плавниковых движителей более сложных конструктивных схем.

Исследование динамики составного плавникового движителя.

Приведенные выше расчетные методы позволяют исследовать движение плавниковых движителей, состоящих из нескольких крыльев, соединенных между собой цилиндрическими шарнирами, содержащими торсионные пружины и торсионные демпферы (рисунок 3). Данная схема представляет собой упрощенную механическую модель плавника рыб или китообразных.

В качестве самостоятельной задачи встает вопрос о составлении уравнений движения такой системы при заданном законе движения первого крыла. Использование аппарата уравнений Лагранжа второго рода требует составления выражения для кинетической энергии системы как функции обобщенных скоростей, которое получается очень громоздким. Более эффективным подходом является составление системы дифференциальных уравнений (6) на основе формализма Виттенбурга [5]. Решение такой системы позволит определить зависимости обобщенных координат от времени.

$$A \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \vdots \\ \ddot{\varphi}_n \end{bmatrix} + B \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1^2 \\ \vdots \\ \dot{\varphi}_n^2 \end{bmatrix} + S[d]S^T \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \vdots \\ \dot{\varphi}_n \end{bmatrix} + S[k]S^T \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \vdots \\ \varphi_n \end{bmatrix} = \bar{R} - \left(d_1 \dot{\varphi}_0 + k_1 \varphi_0 \right) S_0^T \quad (6)$$

где $\varphi_1 \dots \varphi_n$ – углы поворота крыльев, принятые в качестве обобщенных координат;
 $[k]$ – диагональная матрица коэффициентов жесткости торсионных пружин;
 $[d]$ – диагональная матрица коэффициентов демпфирования в шарнирах;
 A и B – матрицы, определяющие инерционные свойства системы;

$$R_i = M_i - Mb_{i0} \left(r_{01} \sin \varphi_i - r_{02} \cos \varphi_i \right) + \sum_{j: s_i \leq s_j} d_{ij} (F_{j1} \sin \varphi_i - F_{j2} \cos \varphi_i) \quad (7)$$

где $i = 1 \dots n$;

M_i – гидродинамический момент действующий на i -ое крыло;

F_{j1} и F_{j2} – компоненты гидродинамической силы, действующей на j -ое крыло.

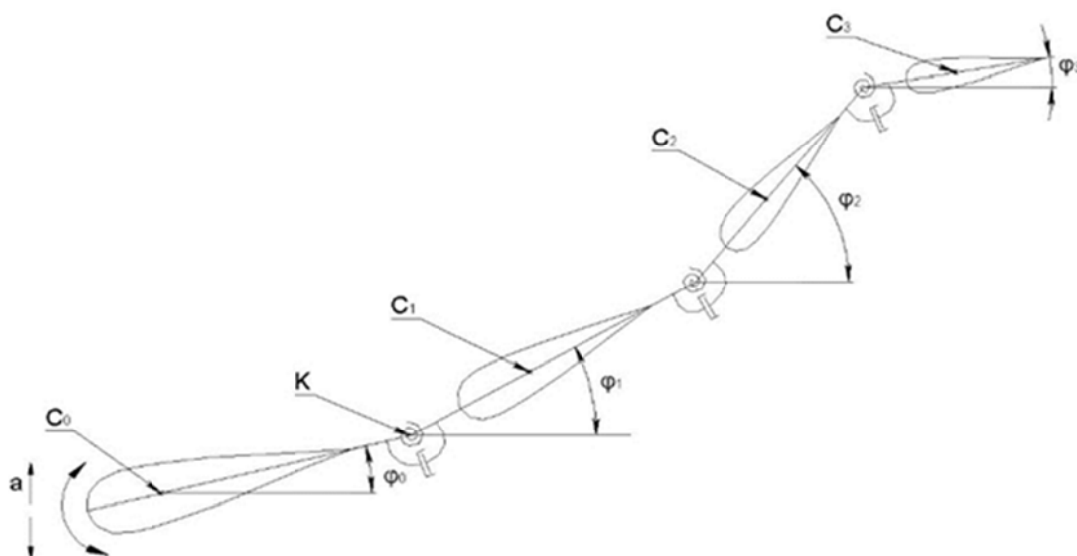


Рисунок 3 – Механическая модель составного плавникового движителя

Матрица инцидентности S_b в выражении (6) строится по определенным правилам на основе ориентированного графа, вершины которого соответствуют телам, а дуги шарнирам. Например, составной плавниковый движитель, представленный на рисунке 3, можно формализовать в виде графа (рисунок 4).



Рисунок 4 – Ориентированный граф, формализующий составной плавниковый движитель:

$s_0...s_3$ – тела, $u_1...u_3$ – шарниры

Матрица S , соответствующая графу, изображенному на рисунке 4, имеет вид

$$S = \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}.$$

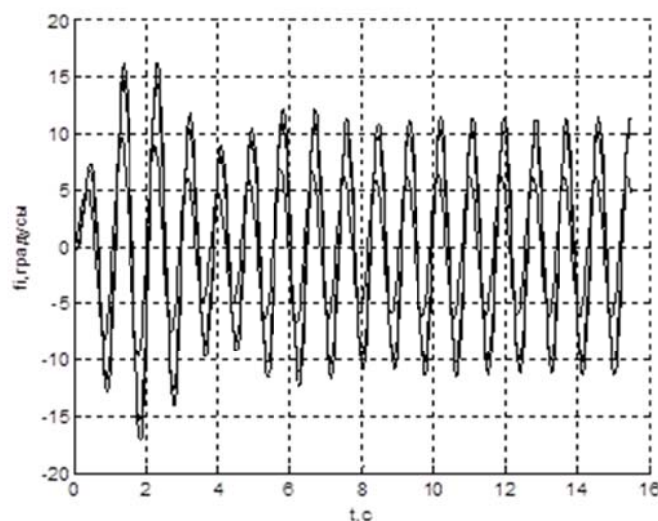


Рисунок 5 – Зависимости угловых перемещений крыльев составного плавникового движителя

На основе численного решения уравнения (6) были получены временные зависимости углов поворота крыльев при заданных поступательно–вращательных колебаниях нулевого крыла с амплитудой вертикальных колебаний 5% от хорды и амплитудой угловых колебаний 5° (рисунок 5). Видно, что спустя некоторое время релаксации система выходит на установившийся режим вынужденных колебаний, при этом наблюдается увеличение амплитудных значений угловых отклонений последующих крыльев.

При фиксации положения первого крыла и линеаризации системы уравнений (6) была поставлена и решена задача на собственные значения. Линеаризованная система уравнений имеет вид:

$$A \begin{bmatrix} \ddots \\ \varphi_1 \\ \vdots \\ \ddots \\ \varphi_n \end{bmatrix} + S[d]S^T \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \vdots \\ \dot{\varphi}_n \end{bmatrix} + S[k]S^T \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \vdots \\ \varphi_n \end{bmatrix} = \bar{R}. \quad (8)$$

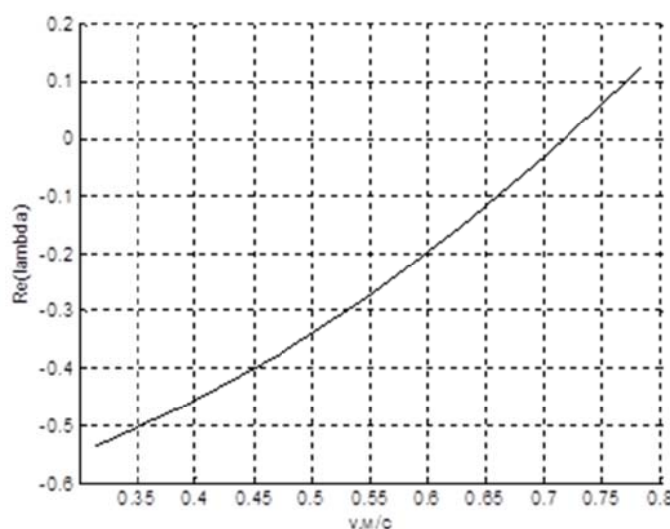


Рисунок 6 – Изменение действительной части одного из корней характеристического уравнения линеаризованной системы при варьировании скоростью набегающего потока

Анализ изменения действительных частей корней соответствующего характеристического уравнения позволяет оценить устойчивость системы при варьировании ее параметрами (в частности, скоростью набегающего потока, жесткостями и демпфированием в шарнирах). Комплексные части корней определяют частотные свойства системы. На рисунке 6 показано изменение действительной части одного из корней характеристического уравнения при варьировании скоростью набегающего потока. Видно, что начиная со скорости 0,72 м/с значение действительной части становится положительным, и система переходит в режим флаттера.

Можно показать, что увеличение жесткости торсионных пружин и демпфирования в шарнирах увеличивает запас устойчивости системы к флаттеру. Кроме того, варьирование жесткостью торсионных пружин позволяет существенно изменять собственные частоты колебаний системы. В данном случае мы приближаемся к модели хвостового плавника китообразных, которые физиологическим образом могут изменять собственную частоту колебаний плавника. Исследования сотрудников Зоологического института АН СССР [2] показали, что у дельфинов существует так называемый регулируемый гидроупругий эффект: наиболее часто они плавают с частотой колебаний хвостового плавника, близкой к резонансной частоте. В механических системах резонансная частота наиболее эффективна так как соответствует минимуму затрат энергии. Представленная механическая модель позволяет более подробно исследовать этот эффект для обеспечения максимального пропульсивного КПД составных плавниковых движителей.

Заключение.

В работе на основе численных методов динамики вязкой жидкости определены гидродинамические характеристики машущего крыла, являющегося основным

конструктивным элементом плавникового движителя. Для верификации расчетной модели и последующего анализа плавниковых движителей более сложных конструктивных схем проведено сопоставление численных результатов с соответствующими аналитическими решениями и экспериментальными данными. На основе формализма Виттенбурга выведены уравнения движения плавникового движителя, состоящего из системы крыльев. Представленные расчетные методы позволяют повысить эффективность проектно-конструкторских работ за счет комплексного многопараметрического анализа влияния различных факторов на гидродинамические характеристики движителей с машущим крылом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Слижевский, Н.Б. Гидробионика в судостроении / Н.Б. Слижевский. – Николаев: Изд-во УГМТУ, 2002. – 112 с.
2. Козлов, Л.Ф. Теоретическая био-гидродинамика / Л.Ф. Козлов. – Киев: «Вища школа», 1983. – 240 с.
3. Козлов, Л.Ф. Очерки по гидробионике / Л.Ф. Козлов. – Киев: Науковадумка, 1985. – 110 с.
4. Robotic Visions to 2020 and beyond – The Strategic Research Agenda for robotics in Europe, 07/2009. <http://www.roboticsplatform.eu>.
5. Виттенбург, Й. Динамика систем твердых тел / Й. Виттенбург. – М.: Мир, 1980. – 294 с.
6. Яковенко, В.В. О распределении давления по поверхности профиля, гармонически колеблющегося в поступательном потоке / В.В. Яковенко // Труды Ленинградского политехнического института. – 1953. № 5.
7. Фын, Я.Ц. Введение в теорию аэроупругости / Я.Ц. Фын. – М.: Физматлит, 1959. – 524 с.
8. Бисплингхофф, Р.Л. Аэроупругость / Р.Л. Бисплингхофф, Х. Эшли, Р.Л. Халфмэн. – М.: Изд-во иностранной литературы, 1958. – 799 с.

Коваль Кирилл Алексеевич
АО «ЦКБ МТ «Рубин», г. Санкт-Петербург
Инженер 2 категории
E-mail: koval.kir2014@yandex.ru

Сухоруков Андрей Львович
АО «ЦКБ МТ «Рубин», г. Санкт-Петербург
Доктор технических наук, заместитель начальника
отдела
E-mail: su_andr@yahoo.com

K.A. KOVAL, A.L. SUKHORUKOV

THE USE OF THE FORMALISM OF WITTENBURG IN THE PROBLEM OF THE DYNAMICS A COMPOSITE SLEEVE MOVERNER

Abstract. *Hydrodynamic characteristics of flapping wing are calculated by methods based on CFD in this work. The comparison of CFD-simulation with analytics and experimental data is performed to provide verification of current method and further analysis of fin propellers. Introduced numerical approaches can be used in design of perspective propulsive systems based on flapping wings.*

Keywords: *hydrodynamic characteristics, flapping wing, fin propeller, system of wings, Vittenburg formalism.*

BIBLIOGRAPHY

1. Slizhevskiy, N.B. Gidrobionika v sudostroyenii / N.B. Slizhevskiy. – Nikolayev: Izd-vo UGMTU, 2002. – 112 s.
2. Kozlov, L.F. Teoreticheskayabio-gidrodinamika / L.F. Kozlov. – Kiyev: «Vishcha shkola», 1983. – 240 s.
3. Kozlov, L.F. Ocherki po gidrobionike / L.F. Kozlov. – Kiyev: Naukovadumka, 1985. – 110 s.
4. Robotic Visions to 2020 and beyond – The Strategic Research Agenda for robotics in Europe, 07/2009. <http://www.roboticsplatform.eu>.
5. Vittenburg, Y. Dinamika sistem tverdykh tel / Y. Vittenburg. – M.: Mir, 1980. – 294 s.
6. Yakovenko, V.V. O raspredelenii davleniya po poverkhnosti profilya, garmonicheskiki koleblyushchegosya v postupatelnom potoke / V.V. Yakovenko // Trudy Leningradskogo politekhnicheskogo instituta. – 1953. № 5.
7. Fyn, YA.TS. Vvedeniye v teoriyu aerouprugosti / YA.TS. Fyn. – M.: Fizmatlit, 1959. – 524 s.
8. Bisplingkhoff, R.L. Aerouprugost / R.L. Bisplingkhoff, KH. Eshli, R.L. Khalfmen. – M.: Izd-vo inostrannoy literatury, 1958. – 799 s.

Koval Kirill Alekseevich
АО «TsKB МТ «Рубин», г. Sankt-Peterburg
Inzhener 2 kategorii
E-mail: koval.kir2014@yandex.ru

Suhorukov Andrey Lvovich
АО «TsKB МТ «Рубин», г. Sankt-Peterburg
Doktor tehnikeskikh nauk, zamestitel nachalnika otdela
E-mail: su_andr@yahoo.com

Е.С. ЛЮМИНАРСКАЯ, И.Е. ЛЮМИНАРСКИЙ

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРЕДВЕСТНИКОВ ОТКАЗОВ
В МИКРОПЕРЕКЛЮЧАТЕЛЯХ СТЕРЖНЕВОГО ТИПА**

Аннотация. *Необходимость повышения надежности радиоэлектронной аппаратуры требует применения новых подходов по исключению и предотвращению отказов. Одним из способов повышения надежности является своевременное обнаружение предвестников отказов в работе технических систем. Отказы и сбойные состояния в микропереключателях появляются в основном из-за попадания в межконтактное пространство пыли и др. загрязнений, образования пленок, неразрушающихся при замыкании контактов, поломки упругого элемента или распорной пружины. Выявление предвестников отказов на этапе проектирования позволит при эксплуатации микропереключателей повысить надежность их работы. В статье предложена динамическая модель микропереключателей с упругими стержневыми элементами, позволяющая исследовать их работу в условиях запыленности контактов. Расчетным путем выявлены предвестники отказов стержневых микропереключателей из-за попадания частиц пыли на контакты.*

Ключевые слова: *электрический контакт, переходное сопротивление, микропереключатель, дрейбег, предвестник отказа.*

Введение.

Одним из основных источников сбоев является электрический контакт. С увеличением сложности радиоэлектронной аппаратуры увеличивается и количество применяемых контактов. Современные электронные устройства насчитывают сотни тысяч электрических контактов. Однако невысокая надежность электрических контактов снижает надежность работы всего прибора. Сбои в работе электрических контактов могут приводить к увеличению переходного сопротивления, искажению передаваемого сигнала, появлению контактного шума.

В настоящее время в системах управления широкое распространение получили микропереключатели стержневого типа, в которых используются слаботочные электрические контакты. Сбои в работе слаботочных электрических контактов трудно предсказывать, т.к. они происходят из-за случайных явлений. К таким явлениям можно отнести: попадание в межконтактный зазор непроводящих частиц пыли, образование на контактных поверхностях неразрушающихся при замыкании пленок, внезапное изменение контактного усилия, деградацию упругих элементов микропереключателей и др.

Развитие вычислительной техники за последние 25 лет позволяет создавать сложные математические модели и теоретически исследовать работу контактных систем при сбое. Алгоритмы расчета должны учитывать дискретный характер взаимодействия контактных поверхностей, упругие и пластические деформации отдельных выступов, влияние частиц пыли на работу микропереключателя.

Создание надежных микропереключателей требует на этапе проектирования выявления предвестников отказов. При выборе параметров микропереключателей необходимо исследовать влияние на переходные процессы при коммутации запыленности контактных поверхностей и упругих параметров системы. Эти исследования позволят выявлять предвестники отказов, которые в процессе эксплуатации помогут прогнозировать возможные сбои при коммутации.

Основная часть.

Целью данной работы является разработка математической модели микропереключателей стержневого типа при сбое и теоретическое выявление предвестников отказов, возникающих из-за попадания частиц пыли на контактные поверхности.

В статье предлагается динамическая модель микропереключателя с упругим стержневым элементом, учитывающая влияние запыленности электрических контактов на его динамические характеристики [1,2]. При моделировании шероховатой поверхности реальная поверхность заменяется эквивалентной поверхностью, которая представляется сферическими сегментами, расположенными на упругом основании (рисунок 1). Высота сферических выступов определяется относительной величиной $\xi_i = p_i / R_p$, которая при расчете считается случайной величиной. Здесь i – номер выступа, R_p – высота сглаживания.



Рисунок 1 – Эквивалентная заменяющая поверхность

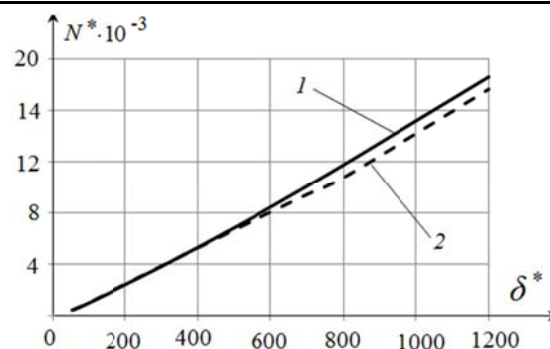


Рисунок 2 – Зависимость относительной силы сжатия от относительного сближения:
1 – расчет по формулам (1-2); 2 – расчет в ANSYS

Закон распределения случайной величины ξ принимается так, чтобы опорная кривая заменяющей эквивалентной поверхности совпадала с опорной кривой реальной поверхности. Опорная кривая аппроксимируется выражением $\eta_s(\xi) = t_m \cdot \xi^v$ [3]. Здесь t_m , v – параметры опорной кривой, зависящие от шероховатости поверхности. Количество выступов на заданной поверхности с номинальной площадью определяется из равенства площадей сечений выступов на средних линиях эквивалентной и реальной поверхностей. В предлагаемой математической модели предполагается, что выступы двух взаимодействующих поверхностей располагаются друг напротив друга, и случайным образом распределены по поверхности соприкосновения. Закон распределения координат центров выступов – равномерный.

В расчетной модели все взаимодействующие микровыступы делятся на четыре группы. К первой группе относятся не взаимодействующие выступы, ко второй группе – выступы, деформация которых подчиняется закону Гука [4], к третьей группе – выступы, которые при первом контактном взаимодействии получают пластические деформации, к четвертой группе – выступы, между которыми расположены частицы пыли [4].

Контакт шероховатых поверхностей будет полностью упругим только в том случае, если взаимодействующие поверхности имеют очень высокую поверхностную твердость (более 6 ГПа) [4, стр.45]. Расчетные исследования показали, что выступы поверхностей электрических контактов имеют в основном развитую пластическую или упругопластическую деформации.

В работе [1] путем аппроксимации выражений, предложенных Измайловым В.В.[4], получены следующие зависимости сближения δ и силы взаимодействия N двух сферических выступов, относящиеся к группе:

в упругопластической области $6,7 < \delta^* < 747$

$$N^* \approx 23,2 \cdot \left[1 + 0,42 \cdot \left(\frac{\delta^*}{6,717} - 1 \right) + 2,12 \cdot \left(\frac{\delta^*}{6,717} - 1 \right)^{1,128} \right], \quad (1)$$

в пластической области $\delta^* \geq 747$

$$N^* \approx 3,75\pi \cdot \delta^*, \quad (2)$$

где $N^* = N \cdot E_{\text{пр}}^2 / (\sigma_T^3 \cdot r_{\text{пр}}^2)$;

$\delta^* = \delta \cdot E_{\text{пр}}^2 / (\sigma_T^2 \cdot r_{\text{пр}})$ – безразмерные величины;

$E_{\text{пр}}$, $r_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости и приведенный радиус взаимодействующих сферических неровностей [4]; σ_T – предел текучести материалов контактов.

Для проверки приведенных зависимостей были проведены расчетные исследования методом конечных элементов в системе ANSYS. Рассматривалась задача взаимодействия двух сферических выступов одинакового радиуса. Так как в этом случае задача является симметричной, то для уменьшения количества конечных элементов моделировалось

контактное взаимодействие только четверти выступа с жесткой плоскостью. На рисунке 2 представлена зависимость относительной силы сжатия N^* от относительного сближения δ^* . Кривая 1 получена по формуле Герца и формулам (1) и (2), кривая 2 – методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS. Различие в определении N^* не превышает 5%.

Частицы пыли попадают на контакты в процессе изготовления и хранения микропереключателей. Металлические частицы пыли образуются в результате взаимодействия поверхностей контактов. В работе [5] исследовались размеры и форма частиц пыли.

В предлагаемой математической модели все частицы пыли, попавшие на контактные поверхности, заменяются эквивалентными шарами. Диаметр пылинок d_{Π} считается случайной величиной, имеющей закон распределения Рэлея [5]. Средние значения диаметров частиц пыли \bar{d}_{Π} в коммутационных элементах (герконах, микропереключателях и реле) приведены в [5].

За меру запыленности поверхностей принимается концентрация частиц пыли, равная отношению количества частиц n_p^* к площади поверхности A , на которой они расположены:

$\nu_{cp} = \frac{n_p^*}{A}$. Тогда общее количество частиц пыли в зазоре между контактами равно числу пылинок на двух взаимодействующих поверхностях $n_p = 2n_p^* = 2\nu_{cp}A$.

Для упрощения расчетов предполагается, что частицы пыли располагаются между вершинами выступов шероховатых поверхностей и распределены по неровностям случайным образом с равномерным законом распределения. На рисунке 3 представлена расчетная схема взаимодействия двух выступов с частицей пыли. Силы взаимодействия пылинки с двумя противоположными выступами N_i, N'_i определяются через их сближения с частицей пыли δ_1 и δ_2 по формуле Герца. В этом случае зависимость силы взаимодействия микронеровностей от сближения двух микронеровностей $\delta_{\Sigma} = \delta_1 + \delta_2$ имеет вид

$$N = \frac{4}{3} \cdot \delta_{\Sigma}^{1.5} \cdot \frac{\sqrt{r_1^{np} \cdot r_2^{np} \cdot E_1^{np} \cdot E_2^{np}}}{\left(\sqrt[3]{r_1^{np} \cdot (E_1^{np})^2} + \sqrt[3]{r_2^{np} \cdot (E_2^{np})^2} \right)^{1.5}}, \quad (3)$$

где $E_1^{np}, E_2^{np}, r_1^{np}, r_2^{np}$ – приведенные модули упругости и приведенные радиусы, входящие в формулу Герца [4] для определения δ_1 и δ_2 .

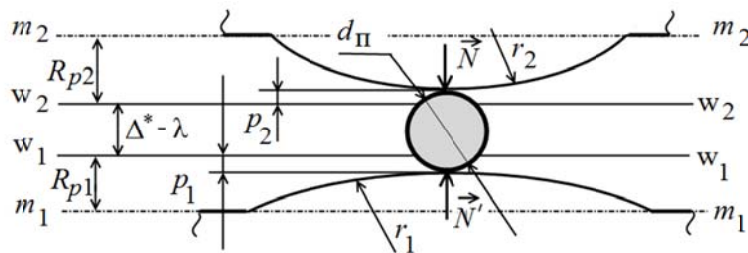


Рисунок 3 – Схема взаимодействия выступов с частицей пыли

Сближения двух микронеровностей определяется через сближение контактных поверхностей λ :

$$\delta = \lambda - (\Delta^* + p_1 + p_2), \quad \delta_{\Sigma} = d_{\Pi} - (\Delta^* + p_1 + p_2 - \lambda) \quad (4)$$

где Δ^* – начальный зазор между поверхностями вершин в точке расположения двух рассматриваемых выступов;

d_{Π} – диаметр пылинки;

p_1, p_2 – расстояния от поверхности вершин до вершины рассматриваемого выступа.

Начальный зазор Δ^* определяется формой контактных поверхностей и координатами микронеровностей.

Формула (3) позволяет вычислить силу взаимодействия двух выступов в случае, когда пылинка не разрушилась. Если пылинка разрушилась, то взаимодействующие выступы переводятся из четвертой группы в одну из первых трех групп. Прочность шаров при их сжатии определяется максимальными растягивающими напряжениями [6]. При сжатии шара двумя сосредоточенными силами N , приложенными в его полюсах, максимальные растягивающие напряжения возникают в центре шара и вычисляются по формуле [7]:

$$\sigma_{p\max} = \frac{21}{28 + 20\mu_{\Pi}} \cdot \frac{N}{\pi \cdot (d_{\Pi}/2)^2}, \quad (5)$$

где μ_{Π} – коэффициент Пуассона материала пылинки.

Используя статический критерий прочности, можно записать условие разрушения отдельной частицы следующим образом: $\sigma_{p\max} > \sigma_B$. Здесь σ_B – предел прочности частицы пыли.

Зависимость силы взаимодействия двух контактных поверхностей от их сближения λ определяется следующим образом. Задается начальное приближение сближения λ . По известному значению λ вычисляются сближения всех неровностей δ_i или $\delta_{\Sigma i}$ по формулам (4). Далее по формулам (1–3) определяются силы взаимодействия выступов N_i . Силы

взаимодействия неровностей $F = \sum_{i=1}^n N_i$, где n – количество взаимодействующих микровыступов, у которых $\delta_i > 0$ или $\delta_{\Sigma i} > 0$.

Все контактирующие микровыступы первой и второй групп взаимодействуют через пятна контакта. Каждая пара взаимодействующих микровыступов обладает электрическим активным сопротивлением $R_{\Pi i}$. Все проводящие участки соединены параллельно. Следовательно, полное сопротивление переходной зоны $R_{\text{пер}}$ определяется по формуле

$$\frac{1}{R_{\text{пер}}} = \sum \frac{1}{R_{\Pi i}}.$$

Переходное сопротивление $R_{\Pi i}$ определяется по следующим формулам [2,8]

$$R_{\Pi i} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2 \cdot r_{ai}} + \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{\pi \cdot r_{ai}^2}, \quad \text{если } p_{\max i} < \sigma_{\text{Впл}},$$

$$R_{\Pi i} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2 \cdot r_{ai}} \cdot \gamma, \quad \text{если } p_{\max i} \geq \sigma_{\text{Впл}},$$

где ρ_1, ρ_2 – удельные сопротивления материалов контактов; σ_1, σ_2 удельные сопротивления поверхностных пленок; r_{ai} – радиус пятна контакта двух микровыступов; $p_{\max i}$ – максимальное контактное давление взаимодействующих выступов; $\sigma_{\text{Впл}}$ – предел прочности поверхностных пленок контактов.

На рисунке 4 представлена схема микропереключателя с упругим стержневым элементом. Для определения его динамических характеристик используется уравнение движения балки при изгибе [9]

$$m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[E \cdot J \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(y + \beta \cdot \frac{\partial y}{\partial t} \right) \right] = q(x, t) \quad (6)$$

где $y(t, x)$ – перемещение поперечных сечений балки;

m_0 – погонная масса балки;

E – модуль упругости I рода;

J – момент инерции поперечного сечения;

β – параметр, учитывающий потери на внутреннее трение;

$q(x, t)$ – интенсивность внешней распределенной силы.

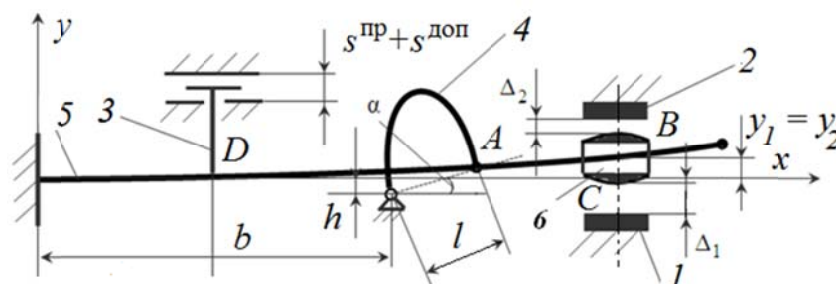


Рисунок 4 – Схема микропереключателя:

1, 2 – неподвижные контакты; 3 – толкатель; 4 – распорная пружина;
5 – упругий элемент; 6 – бобышка подвижного контакта

Расчетная схема микропереключателя представлена на рисунке 5. При расчете сила, действующая на упругий элемент 5 со стороны распорной пружины 4, раскладывается на поперечную \vec{S}_y и продольную \vec{S}_x составляющие. На рисунке также показаны силы взаимодействия подвижного 6 и неподвижных 1, 2 контактов \vec{F}_1 , \vec{F}_2 и сила, действующая на упругий элемент со стороны толкателя 3, \vec{F}_3 .

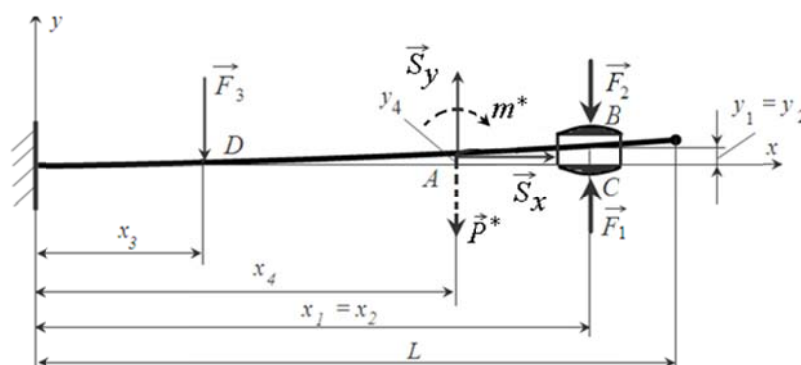


Рисунок 5 – Расчетная схема

При работе микропереключателя угол наклона распорной пружины α принимает малые значения. В этом случае необходимо учитывать влияние продольной составляющей силы \vec{S}_x на движение упругого элемента. Продольная сила \vec{S}_x приближенно заменяется поперечной силой P^* и изгибающим моментом m^* , которые определяются методом наименьших квадратов

$$\Phi = \int_0^{x_4} (\tilde{M}(x) - M^*(x))^2 dx = \min, \quad (7)$$

где $\tilde{M}(x) = S_x \cdot (y - y_4)$, $M^*(x) = -P^* \cdot (x_4 - x) - m^*$.

Решение уравнения (6) приближенно представляется в следующем виде [9, стр.170]

$$y(t, x) = \sum_{j=1}^N C_j(t) \cdot U_j(x), \quad (8)$$

где $U_j(x)$ – нормированные по кинетической энергии собственные формы упругого элемента с бобышкой;

$C_j(t)$ – неизвестные функции;

N – число учитываемых собственных форм.

Неизвестные функции $C_j(t)$ определяются из обыкновенных дифференциальных уравнений [1]

$$\ddot{C}_i(t) + 2n \cdot \dot{C}_i(t) + \omega_i^2 \cdot C_i(t) = r \cdot (y(t, x_4) + h) \cdot U_i(x_4) + F_1(t)U_i(x_1) - F_2(t)U_i(x_2) - F_3(t)U_i(x_3) - P^* \cdot U_i(x_4) + m^* \cdot U'_i(x_4), \quad (9)$$

где $i = 1, \dots, N$;

ω_i – собственные частоты упругого элемента с бобышкой;

$n = 0,5\beta\omega_i^2$ – коэффициент затухания;

h – расстояние, показанное на рисунке 4;

$r = k(l - l_0) / l$ – коэффициент, пересчитываемый на каждом шаге интегрирования;

k – коэффициент жесткости распорной пружины;

l, l_0 – расстояние между концами распорной пружины в текущем и недеформированном состояниях.

Силы реакций F_1 и F_2 зависят от формы, шероховатости, запыленности и сближения контактных поверхностей. Значения этих сил определяются по методике, изложенной выше. Сила, действующая на упругий элемент со стороны толкателя, $F_3(t)$ вычисляется по формуле Герца. Сближения контактных поверхностей зависят от перемещения точек упругого элемента y_k и начальных зазоров Δ_k^* :

$$\lambda_1(t) = -y(t, x_1) - \Delta_1^*, \lambda_2(t) = y(t, x_2) - \Delta_2^*, \lambda_3(t) = y(t, x_3) - \Delta_3^*.$$

Если $\lambda < 0$, то между контактными поверхностями имеется зазор.

Начальные зазоры в нижнем 1 и верхнем 2 контактах Δ_1^*, Δ_2^* – это зазоры при отсутствии внешних сил, действующих на упругий элемент 5.

Дифференциальное уравнение (6) решается по методике расчета балок, ограниченных односторонними связями [10].

В начальном положении толкатель расположен в крайнем верхнем положении и упирается в ограничитель, а упругий элемент и бобышка находятся в положении равновесия, опираясь на неподвижный контакт 2. Расчет выполняется при постоянной скорости толкателя, который движется из крайнего верхнего в крайнее нижнее положение.

Для теоретического исследования предвестников отказа был выбран микропереключатель МП9.

Расчетные и экспериментальные исследования показали, что при коммутации происходит дребезг контактов. В момент дребезга имеются несколько отрывов за время $t_0 < 0.1$ мс. При первом взаимодействии контактная сила \bar{F}_1 резко возрастает. Максимальное значение силы превышает номинальную силу прижатия более чем в 10 раз. Время первого соприкосновения контактов менее 7 мкс. За это время в упругом элементе микропереключателя не успевают появиться большие деформации и напряжения. Поэтому при исследовании характеристик переходной зоны контакты предварительно нагружаются силой, превышающей номинальное значение в 10...15 раз, а затем полностью разгружаются. При этом разрушается часть пылинок, расположенных на контактных поверхностях. После чего определяется зависимость силы прижатия контактов от их сближения и характеристики переходной зоны.

Рассмотрим влияние запыленности контактных поверхностей на процесс коммутации. В расчетных исследованиях принимается запыленность до 65 пылинок на 1 мм^2 . Площадь расположения частиц пыли равна 0.27 мм^2 . Диаметры пылинок представляют собой случайную величину, имеющую закон распределения Рэля. Средний диаметр пылинок принимается равным 16.5 мкм [5]. Частицы пыли случайным образом располагаются на контактных поверхностях. Расчеты выполняются методом статистических испытаний.

Вычисления показали, что при одной и той же запыленности переходное сопротивление $R_{\text{пер}}$, время затухания колебаний силы прижатия контактов F_1 при коммутации и др. параметры могут принимать различные значения. Следовательно, на

процесс коммутации запыленных контактов оказывают влияние размеры и расположение пылинок на контактных поверхностях.

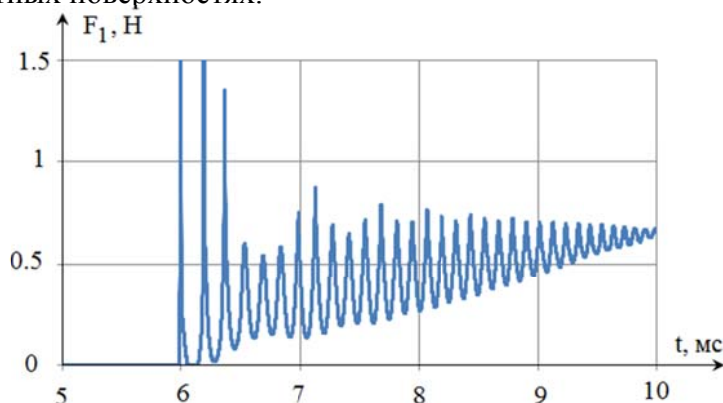


Рисунок 6 – Изменение силы прижатия запыленных контактов

Электрическое сопротивление переходной зоны $R_{\text{пер}}$ запыленных контактов вычисляется после прекращения колебаний силы прижатия контактов F_1 при коммутации. Расчетными исследованиями установлено, что при неизменной запыленности контактов существует зависимость между временем затухания колебаний t_3 силы F_1 и переходным сопротивлением $R_{\text{пер}}$.

На рисунке 6 приведен график изменения силы прижатия контактов F_1 при коммутации запыленных поверхностей, соответствующий установившемуся значению переходного сопротивления $R_{\text{пер}} = 0.0135 \text{ Ом}$. Номинальное значение силы F_1 равно 0.64 Н , жесткость распорной пружины $k = 7 \text{ Н/мм}$.

На рисунке 7 показана зависимость времени затухания колебаний силы прижатия контактов t_3 от электрического сопротивления переходной зоны запыленных поверхностей $R_{\text{пер}}$. Увеличение переходного сопротивления от 0.006 Ом (сопротивление незапыленных контактов) до 0.04 Ом приводит к увеличению времени затухания колебаний t_3 приблизительно в 6 раз.

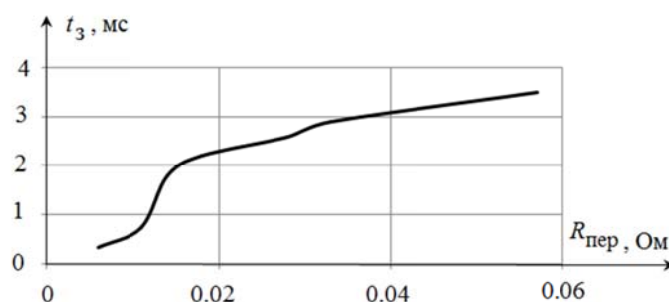


Рисунок 7 – Время затухания колебаний запыленных контактов

На рисунках 8, 9 приведено изменение переходной проводимости $G_{\text{пер}} = R_{\text{пер}}^{-1}$ при коммутации незапыленных и запыленных контактов соответственно. В незапыленных контактах в процессе коммутации происходит 4 прерывания проводимости ($G_{\text{пер}} = 0$). В запыленных контактах при $G_{\text{пер}} = 35 \text{ См}$ ($R_{\text{пер}} = 0.028 \text{ Ом}$) количество прерываний проводимости равно 16. Большинство указанных прерываний происходит из-за соприкосновения контактных поверхностей только через частицы пыли. Увеличение колебаний вблизи значения 10 мс связано с ударом толкателя 3 (рисунок 4) о нижний ограничитель.

Увеличение переходного сопротивления из-за запыленности контактов приводит к увеличению числа прерываний проводимости $N_{пр}$ при коммутации (рисунок 10).

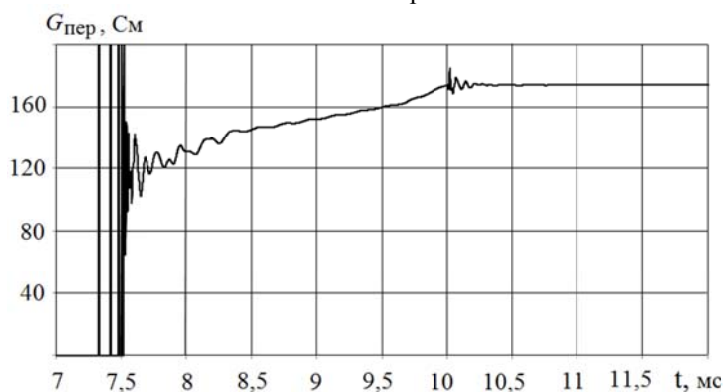


Рисунок 8 – Изменение переходной проводимости при коммутации незапыленных контактов

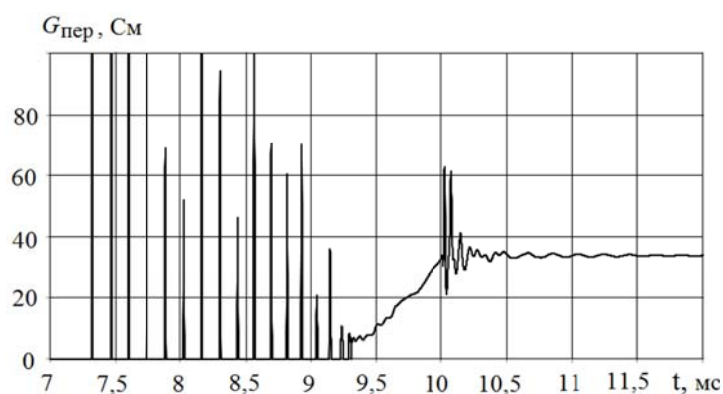


Рисунок 9 – Изменение переходной проводимости при коммутации запыленных контактов

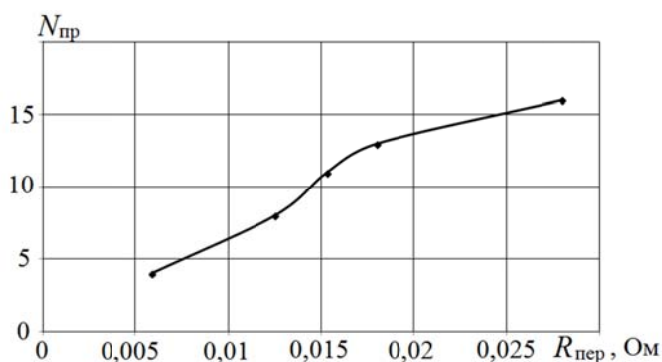


Рисунок 10 – Количество прерываний проводимости при коммутации запыленных контактов

Заключение.

Следовательно, предвестниками отказа в работе микропереключателя из-за запыленности контактных поверхностей являются увеличение времени затухания колебаний силы прижатия контактов и увеличение количества прерываний проводимости при коммутации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Люминарская, Е.С. Динамическая модель микропереключателей с упругими стержневыми элементами / Е.С. Люминарская, И.Е. Люминарский // Надежность и качество сложных систем. – 2016. – № 4 – С. 35–42.
2. Люминарская, Е.С. Математическая модель слаботочных электрических контактов при сбое / Е.С. Люминарская, В.Н. Дианов // Динамика сложных систем – XXI век. – 2014. – Т. 8. – № 1. – С. 73–78.
3. Демкин, Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей / Н.Б. Демкин. – М.: Наука, 1970. – 227 с.
4. Измайлов, В.В. Контакт твердых тел и его проводимость: монография/ В.В. Измайлов, М.В. Новоселова. – Тверь: ТГТУ, 2010. – 112 с.

5. Андреев, И.Е. Разработка и исследование аналитических и имитационных моделей контактных коммутационных систем / И.Е. Андреев // Дис... к-та техн. наук. – Харьков, 1984. – 222 с.
6. Горбунов, Н.А. Динамическая фрагментация твердых частиц при взаимодействии с жесткой преградой / Н.А. Горбунов, Ю.В. Петров // Журнал технической физики. – 2014. – том 84. – вып. 2. – С. 39–43.
7. Лурье, А.И. Пространственные задачи теории упругости / А.И.Лурье. – М.: Гос. издательство. тех. – теор. лит., 1955. – 492 с.
8. Левин, А.П. Контакты электрических соединителей радиоэлектронной аппаратуры / А.П. Левин. – М.: Сов.радио, 1972. – 216 с.
9. Вибрация в технике: Справочник: В 6-ти т. / под ред. В.В. Болотина – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 1. Колебания линейных систем. – 352 с.
10. Люминарский, И.Е. Расчет упругих систем с односторонними связями: монография/ И.Е. Люминарский. – М.: МГИУ, 2006. –308 с.

Люминарская Екатерина Станиславовна
МГТУ им. Н.Э.Баумана, г.Москва.
Кандидат технических наук, доцент кафедры
«Электротехника и промышленная электроника».
Тел. 8–905–508–92–14
E-mail: lyuminarskaja.caterina@yandex.ru

Люминарский Игорь Евгеньевич
МГТУ им. Н.Э.Баумана, г.Москва.
Доктор технических наук, профессор кафедры
«Теория механизмов и машин».
Тел. 8–985–988–42–92
E-mail: lie260@mail.ru

E.S. LYUMINARSKAYA, I.E. LYUMINARSKIY

THEORETICAL STUDY OF PRECURSORS OF FAILURE IN THE SWITCH ROD TYPE

Abstract. *The need to improve the reliability of electronic devices requires new approaches for the elimination and prevention of failures. One way of increasing reliability is early detection of precursors of failures of technical systems. Failures and failure state switches appear mainly due to contact with the contact space dust and other contaminants, the formation of films, indestructible when contacts, breakage of the elastic element or spacer springs. Identification of precursors of failure at the design stage will allow for the operation of the switches to increase the reliability of their work. The paper proposed the dynamic model of the switches with elastic rod elements, which allow you to explore their work in dusty conditions contacts. Calculation revealed the harbingers of the failure of the core switches due to the ingress of dust particles on the contacts.*

Keywords: *electrical contact, contact resistance, microswitch, chattering, a harbinger of failure.*

BIBLIOGRAPHY

1. Lyuminarskaya, Ye.S. Dinamicheskaya model mikropereklyuchateley s uprugimi sterzhnevymi elementami / Ye.S. Lyuminarskaya, I.Ye. Lyuminarskiy // Nadezhnost i kachestvo slozhnykh sistem. – 2016. – № 4 – С. 35–42.
2. Lyuminarskaya, Ye.S. Matematicheskaya model slabotochnykh elektricheskikh kontaktov pri sboye / Ye.S. Lyuminarskaya, V.N. Dianov // Dinamika slozhnykh sistem – KHKKH vek. – 2014. – Т. 8. – № 1. – С. 73–78.
3. Demkin, N.B. Kontaktirovaniye sherokhovatykh poverkhnostey / N.B. Demkin. – М.: Nauka, 1970. – 227 с.
4. Izmaylov, V.V. Kontakt tverdykh tel i yego provodimost: monografiya/ V.V. Izmaylov, M.V. Novoselova. – Tver: TGTU, 2010. –112 s.
5. Andreyev, I.Ye. Razrabotka i issledovaniye analiticheskikh i imitatsionnykh modeley kontaknykh kommutatsionnykh sistem / I.Ye. Andreyev // Dis... k-ta tekhn. nauk. – Kharkov, 1984. – 222 s.
6. Gorbunov, H.A. Dinamicheskaya fragmentatsiya tverdykh chastits pri vzaimodeystvii s zhestkoy pregradoy / H.A. Gorbunov, YU.V. Petrov // Zhurnal tekhnicheskoy fiziki. – 2014. – tom 84. – vyp. 2. – С. 39–43.
7. Lurye, A.I. Prostranstvennyye zadachi teorii uprugosti / A.I.Lurye. – М.: Gos. izdatelstvo. tekhn. –teor. lit., 1955. – 492 s.
8. Levin, A.P. Kontakty elektricheskikh soyediniteley radioelektronnoy apparatury / A.P. Levin. – М.: Sov.radio, 1972. – 216 s.
9. Vibratsiya v tekhnike: Spravochnik: V 6-ti t. / pod red. V.V. Bolotina – М.: Mashinostroyeniye, 1978. – Т. 1. Kolebaniya lineynykh sistem. – 352 s.
10. Lyuminarskiy, I.Ye. Raschet uprugikh sistem s odnostoronnnimi svyazyami: monografiya / I.Ye. Lyuminarskiy. – М.: MGIU, 2006. –308 s.

Lyuminarskaja Ekaterina Stanislavovna
Bauman Moscow State Technical University, Moscow.
Candidate of technical Sciences, docent of the Department
«Electrical engineering and industrial electronics».
Ph. 8–905–508–92–14
E-mail: lyuminarskaja.caterina@yandex.ru

Lyuminarskiy Igor Evgenevich
Bauman Moscow State Technical University, Moscow.
Doctor of technical Sciences, Professor of the Department
«Theory of mechanisms and machines».
Ph. 8–985–988–42–92
E-mail: lie260@mail.ru

В.И. ПАХАЛЮК

РАСШИРЕНИЕ УСЛОВИЙ МОДЕЛИРОВАНИЯ ИЗНОСА В СФЕРИЧЕСКОМ ШАРНИРЕ С ПОЛИМЕРНЫМ ЭЛЕМЕНТОМ ТОТАЛЬНОГО ЭНДОПРОТЕЗА ТАЗОБЕДРЕННОГО СУСТАВА

Аннотация. Модифицирована и расширена существующая модель износа, основанная на классическом уравнении Арчарда, в сферическом соединении тотального эндопротеза тазобедренного сустава, содержащего вертлужную чашку из полиэтилена сверхвысокого молекулярного веса (СВМПЭ) в сочетании с металлической или керамической головкой бедренной кости. С помощью этой модели проводятся исследования с использованием конечно-элементного анализа с точки зрения накопленного линейного и объемного износа согласно требованиям стандарта ISO 14242-1 и дополнительно для условий, возникающих при ходьбе. Исследования также выполняются для диаметра головки 28 мм при постоянном и переменном коэффициенте износа, где переменный коэффициент износа принимается из модифицированной формулы для его зависимости от контактного давления.

Ключевые слова: тотальный эндопротез тазобедренного сустава, износ, конечно-элементное моделирование, сферический сустав

Введение.

В медицинской практике широко принято, что минимизирование износа и образование частиц износа является решающим в продлении ресурса искусственных суставов [1], где главным фактором, вызывающим отказ эндопротеза, является расшатывание его элементов за счет воздействия продуктов износа и снижение, тем самым, фиксации в костных тканях. Учитывая, что в настоящее время существует серьезная тенденция к появлению более молодых пациентов, которые по показаниям нуждаются в замене тазобедренного сустава, очевидно, что срок службы такого эндопротеза должен быть продлен до 20 лет и более. В связи с этим предпринимаются различные попытки, позволяющие повысить долговечность эндопротезов. Например, проектируются новые конструкции на основе системного подхода, учитывающего взаимовлияние множества факторов, как конструктивных, так и эксплуатационных [2]. Для проверки технических решений и оценки долговечности существующих и вновь создаваемых эндопротезов используют специализированные моделирующие устройства, позволяющие выполнять широкий спектр испытаний на износ, как регламентируемых стандартами, так и учитывающих характер нестандартного поведения пациента [3]. Тем не менее, проблема достоверной оценки параметров износа поверхностей трения эндопротезов на стадии проектирования остается актуальной. Это особенно важно для большинства современных тотальных эндопротезов тазобедренного сустава (ТЭТБС), которые содержат вертлужную чашку из полиэтилена сверхвысокого молекулярного веса (СВМПЭ) в сочетании с металлической или керамической бедренной головкой.

Для предварительной оценки износа трущихся поверхностей, в том числе и модифицированных, в настоящее время широко используются методы конечно-элементного анализа и различные модели трения (см., например, [4, 5] и другие источники). В частности, для ТЭТБС с полимерным компонентом СВМПЭ моделирование износа основано на классическом уравнении Арчарда, как и во всех других исследованиях, упомянутых в литературе, например, в [6, 7, 8], где коэффициент износа принят в качестве постоянного значения. В работе [5] моделирование износа впервые выполнено для коэффициента износа, функционально зависящего от номинального контактного давления. При этом были исследованы различные известные зависимости коэффициента износа от контактного давления, приведенные в [9, 10, 11]. Поскольку контактное давление в этих формулах является показательной функцией с отрицательным показателем степени, то эти зависимости дают уменьшение величины коэффициента износа при увеличении контактного давления, из чего следует и уменьшение самой величины износа, что не однозначно согласуется с физикой самого процесса трения. И наоборот, нулевые значения контактного давления могут

привести к неопределенности в вычислениях (деление на ноль), поэтому приходится его ограничивать какими-то малыми величинами, что вносит определенные погрешности в расчеты. Более того, исследование [5] основывалось только на требованиях стандарта ISO 14242-1 по диаграммам параметров угловых перемещения и нагрузки в суставе, а также на одной конструкции эндопротеза со стандартным диаметром головки 32 мм. В то же время в работе [7], при постоянном коэффициенте износа, выполнено исследование как для головки 32 мм, так и для стандартного диаметра головки 28 мм, причем при параметрах цикла ходьбы согласно угловым перемещениям, измеренным Jonhston и Smidt, и нагрузке, измеренной Paul [7], которые отличаются от требований стандарта ISO 14242-1.

Цель данной работы – модифицировать существующую модель износа и расширить результаты, полученные в [5], путем моделирования с использованием конечно-элементного анализа для требований ISO 14242-1 и, кроме того, для условий, возникающих при ходьбе [7]. Также предполагается выполнение анализа для диаметра головки 28 мм с точки зрения накопленного линейного и объемного износа при постоянном и переменном коэффициенте износа, где переменный коэффициент износа принимается из модифицированной формулы для его зависимости от контактного давления.

Основная часть.

Модель пары скольжения эндопротеза тазобедренного сустава содержит твердую сферическую бедренную головку из кобальт-хромового сплава или керамики (оксид алюминия или диоксид циркония) с широко используемыми стандартными диаметрами 32 мм и 28 мм, применяемой с мягкой (СВМПЭ) вертлужной чашкой [5]. Радиальный зазор между ними составляет 0,15 мм. Модуль упругости и коэффициент Пуассона были выбраны как 1,4 ГПа и 0,46 соответственно для чашки и 210 ГПа и 0,3 соответственно для головки [7]. Правый тазобедренный сустав определен в анатомических неподвижных координатах x, y, z и показан на рисунке 1. При моделировании износа предложено использовать упрощенную координатную систему XYZ , закрепленную к чашке и помещенную в ее центр (рисунок 2). Подвижная система координат x, y, z , используемая для углов Эйлера, помещена в центр головки, зафиксирована к головке и совпадает с центром чашки. Головка имеет три вращательных степени свободы, известные как FE (flexion–extension: сгибание–разгибание), AA (abduction–adduction: абдукция – аддукция или отведение – приведение), IOR (inward–outward rotation: внутреннее – внешнее вращение), которые соответствуют диаграммам на рисунке 3.

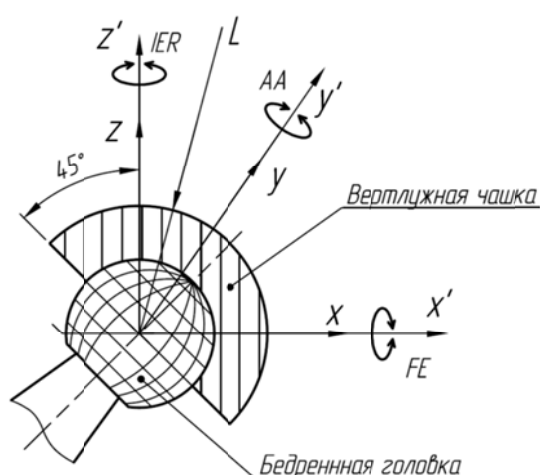


Рисунок 1 – Вид спереди правого тазобедренного сустава с показанными направлениями вращения (L – вектор результирующей нагрузки)

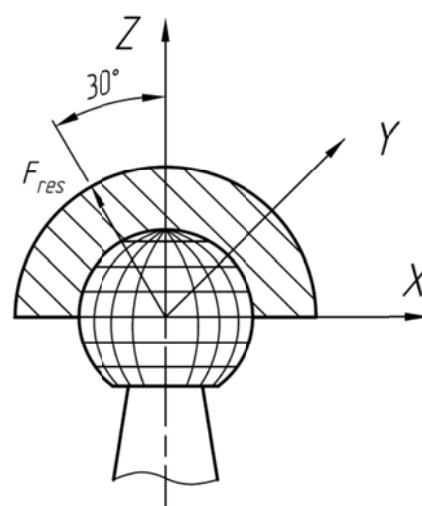


Рисунок 2 – Упрощенная сферическая координатная система для использования при моделировании износа

На рисунке 4 представлены диаграммы изменения величины результирующего вектора нагрузки F_{res} , а также его компонентов F_x, F_z в виде проекций на две из указанных

осей координат X и Z . Эти диаграммы соответствуют стандарту ISO 14242-1. Изменение величины вектора результирующей нагрузки в анатомической системе координат в пределах одного цикла ходьбы соответствует периоду времени $T=1$ с. Поскольку чашка жестко закреплена по своей наружной поверхности, в модели используется метод инверсии: нагрузка прикладывается к центру головки и действует в сторону чашки. Диаграммы угловых положений бедра во время ходьбы, измеренные Jonhston и Smidt, показаны на рисунке 5, а диаграммы нагрузки, измеренные Paul, на рисунке 6 [7].

Моделирование износа основано на классическом уравнении Арчарда [6, 7]. До настоящего времени для идеальных однородно нагруженных изотропных поверхностей с номинальными контактными давлениями в линейно упругой области суммарное взаимодействие в указанной паре трения принято описывать следующей зависимостью

$$H = k_w \sigma S \quad (1)$$

где H – глубина износа;

k_w – постоянный эмпирический коэффициент износа;

σ – контактное давление;

S – длина пути скольжения.

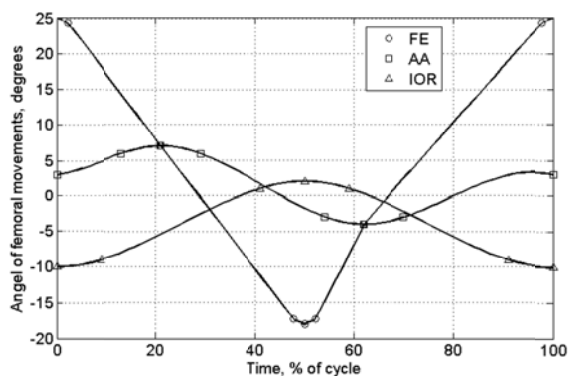


Рисунок 3 – Диаграммы угловых перемещений бедренного компонента (головки) согласно требованиям ISO 14242-1

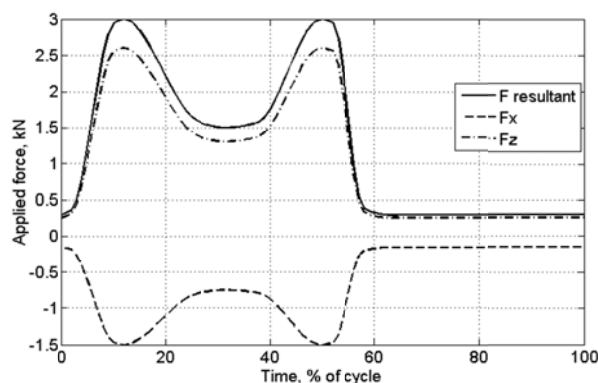


Рисунок 4 – Диаграммы изменения величины результирующего вектора нагрузки F_{res} согласно требованиям ISO 14242-1 и его двух координатных проекции

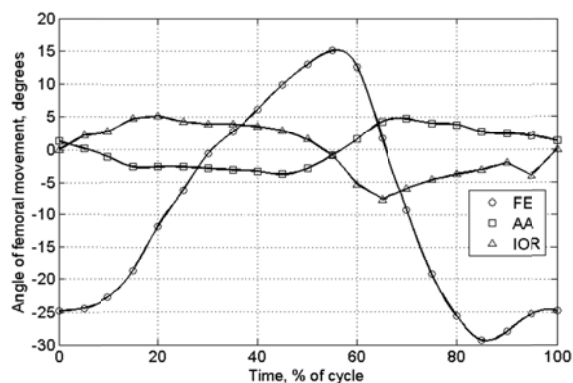


Рисунок 5 – Диаграммы угловых положений бедра при ходьбе, измеренные Jonhston and Smidt [7]

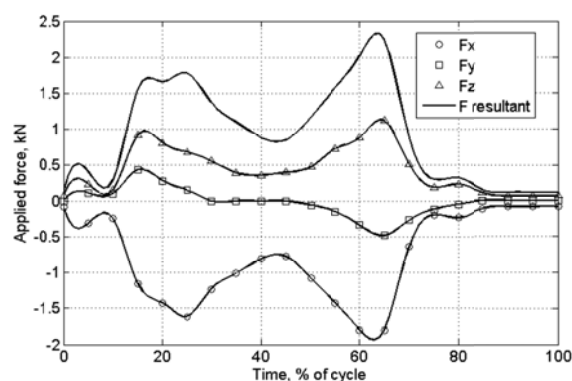


Рисунок 6 – Диаграммы проекций на три координатные оси нагрузки, измеренной Paul при ходьбе [7]

Зависимость (1), представленную в дискретном виде в параметрической форме для оценки переменных механической конструкции ТЭТБС, в работе [6] изложено как

$$\Delta H(\theta, \varphi) = \sum_{i=1}^n k_w \sigma(\theta, \varphi, t_i) \Delta S(\theta, \varphi, t_i), \quad (2)$$

где $\Delta H(\theta, \varphi)$ – местное приращение глубины износа в точке контактирующей поверхности в сферической системе координат;

$\sigma(\theta, \varphi, t_i)$ – нормальное контактное давление между двумя взаимодействующими поверхностями в этой же точке в момент времени цикла ходьбы t_i ;

$\Delta S(\theta, \varphi, t_i)$ – приращение длины дуги скольжения между соседними расчетными точками при тех же условиях.

Коэффициент износа зависит от материала, характера поверхности и, как было обнаружено, от номинального контактного давления. Для указанной комбинации материалов значение постоянного коэффициента износа в работах [6, 7] принято как $1,066 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3/(\text{Нм})$. Но, например, в [10] коэффициент износа предложено представить в переменной форме как эмпирическое соотношение в зависимости от нормального контактного давления

$$k_w = 2 \cdot 10^{-6} \sigma^{-0.84}, \quad (3)$$

а в [11] в виде следующих соотношений

$$\begin{aligned} k_w &= 2.7 \cdot 10^{-6} (p / p_{ref})^{-0.57}, \text{ when } p / p_{ref} \leq 2.53 \\ k_w &= 6.0 \cdot 10^{-6} (p / p_{ref})^{-1.44}, \text{ when } p / p_{ref} > 2.53 \end{aligned} \quad (4)$$

где p и $p_{ref} = 1,1$ МПа текущее и базовое номинальные контактные давления соответственно.

Чтобы избежать показательной функции с отрицательной степенью при использовании формулы (3), уравнение (1) может быть преобразовано к следующему виду

$$H = k_w \sigma S = \frac{2 \cdot 10^{-6}}{\sigma^{0.84}} \sigma S = 2 \cdot 10^{-6} \sigma^{0.16} S, \quad (5)$$

где величина $2 \cdot 10^{-6}$ является коэффициентом пропорциональности.

Таким образом, формула (5) становится уже показательной функцией с положительной степенью и, в этом случае, существует возможность избежать деления на ноль при вычислениях по зависимости (2). Аналогичным образом может быть преобразовано уравнение (1) при учете (4).

Определение длины дуги скольжения на поверхности чашки выполнено в работе [5]. Там маркированная точка K , фиксированная к головке и имеющая один набор углов вращения $(\alpha_i, \beta_i, \gamma_i)$, соответствующих анатомической последовательности вращения $FE \rightarrow AA \rightarrow IOR$, последовательно поворачивается с углами вращения Эйлера из начального положения K_0 , описываемого вектором \mathbf{r}_0 , в новое положение K_i , описываемое вектором \mathbf{r}_i , по траектории скольжения на поверхности чашки с матрицей вращения $\mathbf{R}_{xyz}(\alpha_i, \beta_i, \gamma_i)$ согласно следующей зависимости

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{R}_{xyz}(\alpha_i, \beta_i, \gamma_i) \mathbf{r}_0.$$

Тогда приращение длины траектории может быть определено с учетом радиуса сферы головки R как

$$\Delta S(\theta, \varphi, t_i) = R \cdot \arccos \left(\frac{|\mathbf{r}_{i+1} \mathbf{r}_i|}{|\mathbf{r}_{i+1}| \cdot |\mathbf{r}_i|} \right). \quad (6)$$

Численное моделирование выполнено с использованием конечно-элементного анализа с помощью программных продуктов ANSYS и MATLAB и детально представлено в работе [5]. Этот процесс в краткой форме может быть описан следующим образом.

Модель пары трения имплантата создана в программе ANSYS и ее разбиение выполнено на гексагональные конечные элементы (bricks и wedges) (рисунок 7), которые позволяют повысить точность расчета. Затем создается контактная поверхность и у модели удаляются точки, поверхности и объемы, а нагрузка и закрепление поверхностей осуществляется через соответствующие им узлы. Это, впоследствии, позволяет перемещать

узлы контактной поверхности при расчете износа. В процессе моделирования вначале в ANSYS определяются координаты узлов контактной поверхности и записываются в текстовый файл. Шаг ходьбы разбит на 25 одинаковых временных интервалов и в MATLAB с помощью указанного текстового файла определяются длины траекторий на этих участках при угловых перемещениях согласно рисунку 3 или рисунку 5 и записываются в текстовый файл. Дальнейшие вычислительные операции выполняются только в программном пакете ANSYS для всех из 25 временных интервалов в циклическом режиме, чем снижается трудоемкость вычислений при моделировании износа на длительном отрезке времени. В начале каждого цикла в результате решения контактной задачи 3-D surface-to-surface определяются значения нормальных контактных давлений $\sigma(\theta, \varphi, t_i)$ в узлах сетки на контактной поверхности при соответствующих значениях для данного интервала компонентов проекций нагрузки на координатные оси согласно рисункам 4 или 6.

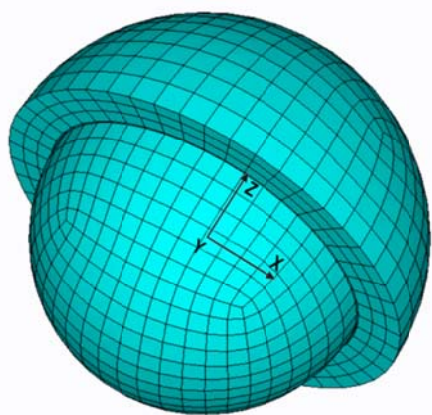


Рисунок 7 – Модель пары трения имплантата с разбиением на сетку с гексагональными конечными элементами

Затем, в соответствии с уравнением (2), учитывая (5), в каждом из узлов, найденных на поверхности контакта, определяется приращение глубины локального износа $\Delta H(\theta, \varphi)$. Суммируя локальные приращения глубины износа, определенные на каждом интервале, можно получить распределение накопленного линейного износа поверхности чашки за один цикл ходьбы и объемного износа, как объема части материала, удаленного из чашки. Полученные результаты помещаются в текстовый файл. Затем корректируется (модифицируется) фактическая геометрия опорной поверхности чашки путем перемещением узлов на величину линейного износа, полученного из указанного текстового файла, и создается новая поверхность контакта. После этого

указанная вычислительная последовательность циклически повторяется до достижения требуемого количества циклов, соответствующих заданному числу циклов ходьбы. Каждое из указанных моделирований выполняется до 20 миллионов циклов ходьбы [7], что соответствует приблизительно 20 годам срока службы имплантатов, с шагом модификации N_0 циклов. Чтобы повысить точность расчетов и сократить время работы ПК, перед перемещением узлов контактной поверхности линейный и объемный износ, полученные в конце цикла ходьбы, определяются путем простого умножения износа в течение одного цикла на N_0 циклов.

Были выполнены расчеты по выявлению влияния шага модификации N_0 на точность вычисления при диаметре головки 32 мм и параметрах согласно требованиям ISO 14242-1. Исследовались шаги 0,2; 0,4 и 1,0 миллион циклов. Оказалось, что при постоянном коэффициенте износа линейный износ для указанных шагов практически не отличается, а объемный износ отличается только для шага 1,0 миллион циклов в меньшую сторону примерно на 6% (рисунок 8). Для переменного коэффициента износа линейный и объемный износ отличаются в меньшую сторону только при шаге 1,0 миллион циклов примерно на 14% и 10% соответственно (рисунок 9). Это, вероятно, происходит из-за того, что при меньшем шаге накапливается погрешность при каждом перемещении контактной поверхности. Очевидно, что эта погрешность может быть уменьшена с увеличением количества конечных элементов при разбиении модели, но тогда существенно увеличивается время работы компьютера. Поэтому знание величины этой погрешности позволяет выполнить ее учет при оценке результатов моделирования. Для отражения более точного характера изменения параметров износа, полученных в результате моделирования, настоящее исследование выполнено с шагом модификации $N_0=0,4$ миллиона циклов.

Результаты получены в виде накопленного линейного и объемного износа поверхности чашки при параметрах, соответствующих стандарту испытаний ISO 14242–1 и во время ходьбы. Кроме того, они также получены для диаметров головки 32 и 28 мм при постоянном коэффициенте износа $1,066 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3/(\text{Нм})$ и переменном по зависимости (5) до 20 миллионов циклов (см. рисунки 10, 11, 12, 13). В исследованиях с переменным коэффициентом износа принимается соотношение (5), так как исходная зависимость (3) соответствует материалу чашки, принятому в этом моделировании.

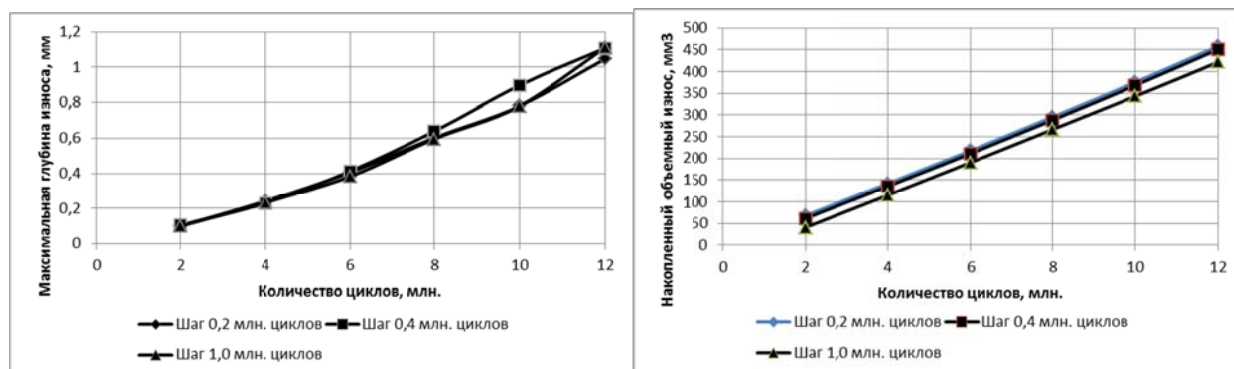


Рисунок 8 – Графики влияния на изменение накопленного линейного и объемного износа величины шага 0,2; 0,4 и 1,0 млн. циклов на точность расчетов с диаметром головки 32 мм и согласно требованиями ISO 14242–1 при постоянном коэффициенте износа $1,066 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3/(\text{Нм})$

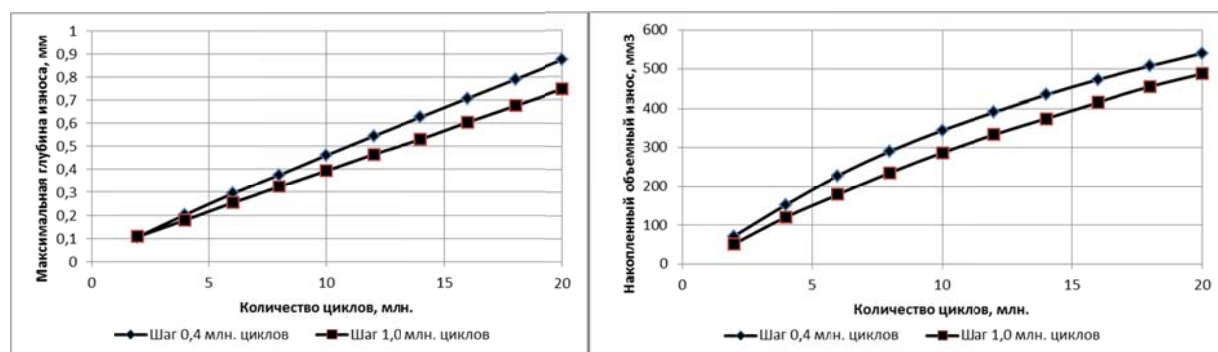


Рисунок 9 – Графики влияния на изменение накопленного линейного и объемного износа величины шага 0,4 и 1,0 млн. циклов на точность расчетов с диаметром головки 32 мм при переменном коэффициенте износа согласно соотношению (5)

Анализ полученных результатов, которые проиллюстрированы на рисунках 10, 11, 12 и 13, можно выразить следующим образом. С уменьшением диаметра головки с 32 мм до 28 мм уменьшается объемный износ, как при постоянном, так и при переменном коэффициенте износа для параметров по ISO 14242–1 и для ходьбы. При этом для меньшего диаметра головки 28 мм при постоянном коэффициенте износа для ходьбы линейный износ увеличивается примерно на 36% по сравнению с диаметром 32 мм, что, вероятно, указывает на более глубокое внедрение головки в чашку, которое может приводить к более быстрому нарушению биомеханики сустава. С другой стороны, линейный износ при параметрах ISO 14242–1 для диаметров головки 32 мм и 28 мм при постоянном коэффициенте износа практически совпадает (1,78 мм и 1,85 мм соответственно) и практически совпадает для диаметра 32 мм при параметрах ходьбы (1,81 мм). Это, тем самым, подтверждает для данного случая примерную эквивалентность параметров ходьбы и стандарта ISO 14242–1.

Параметры ISO 14242–1 и ходьбы имеют отличия, главным образом в величине нагрузки, где максимальная результирующая нагрузка для ISO 14242–1 (3,0 кН, рисунок 4) превышает примерно на 30% максимальную нагрузку при ходьбе (2,23 кН, рисунок 6) при примерно похожих значениях параметров угловых перемещений бедренной головки (рисунки 3, 5).

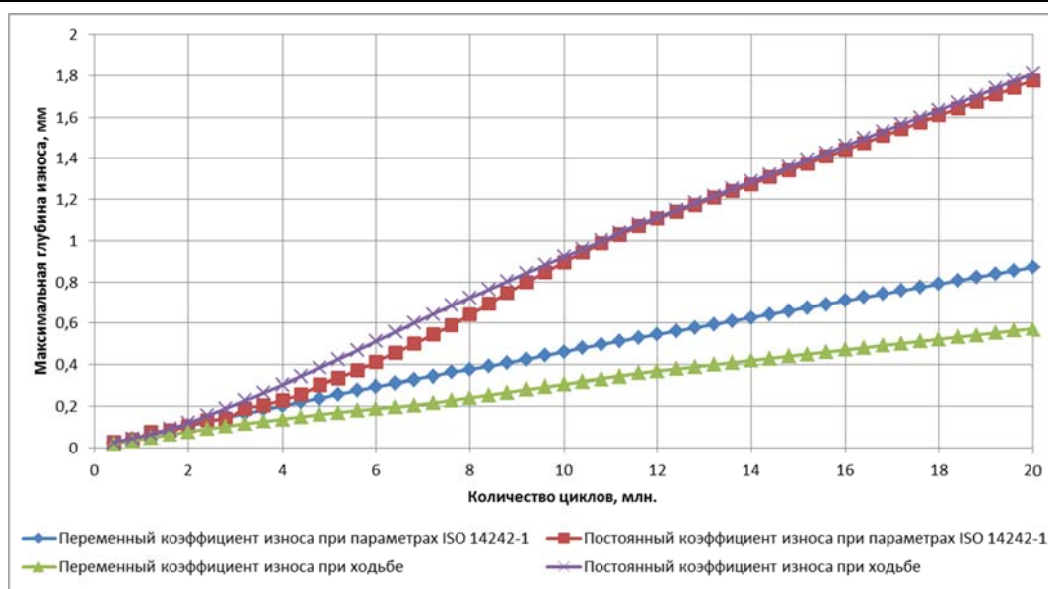


Рисунок 10 – Максимальный накопленный линейный износ (максимальная глубина износа) в зависимости от количества циклов (шагов) в соответствии с требованиями ISO 14242-1 для диаметра головки 32 мм при постоянном коэффициенте износа $1,066 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3/(\text{Нм})$ и переменном согласно соотношению (5)

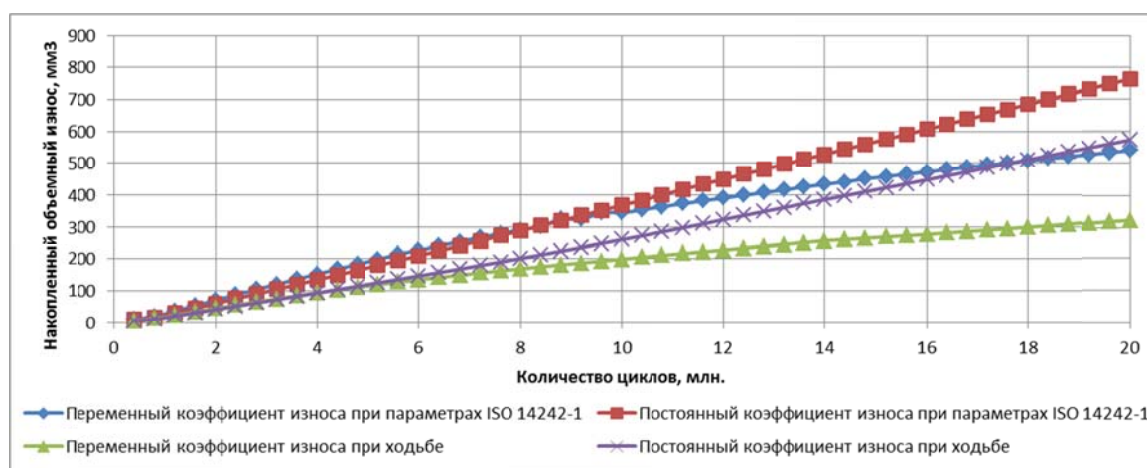


Рисунок 11 – Максимальный накопленный объемный износ в зависимости от количества циклов (шагов) в соответствии с требованиями ISO 14242-1 для диаметра головки 32 мм при постоянном коэффициенте износа $1,066 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3/(\text{Нм})$ и переменном согласно соотношению (5)

Следовательно, этот факт, вероятно, влияет на величину объемного износа, который, для обоих указанных выше диаметров головки, как при постоянном, так и при переменном коэффициенте износа, меньше при условиях ходьбы, чем при ISO 14242-1.

Моделирование при переменном коэффициенте износа по сравнению с постоянным коэффициентом показало следующее уменьшение величины параметров износа при 20 миллионах циклов для диаметра головки 32 мм: для линейного износа согласно требованиям ISO 14242-1 примерно в 2 раза, для ходьбы – в 3 раза; для объемного износа при ISO 14242-1 примерно на 40%, для ходьбы – примерно на 77%. То же для диаметра головки 28 мм: для линейного износа при ISO 14242-1 примерно в 2,6 раза, для ходьбы – примерно в 4,3 раза; для объемного износа при ISO 14242-1 примерно на 46%, для ходьбы – примерно на 53%. Указанное снижение линейного износа на такую большую величину предопределяет не очень большое уменьшение величины объемного износа. Это, вероятно, показывает, что поверхность износа в этом случае перераспределяется не вглубь, авширь, что положительно влияет на ресурс имплантата, не сильно нарушая при этом биомеханику сустава. Следовательно, моделирование при переменном коэффициенте износа отражает более реальную картину контактного взаимодействия в указанной паре, которая наиболее наглядно иллюстрируется величиной объемного износа.

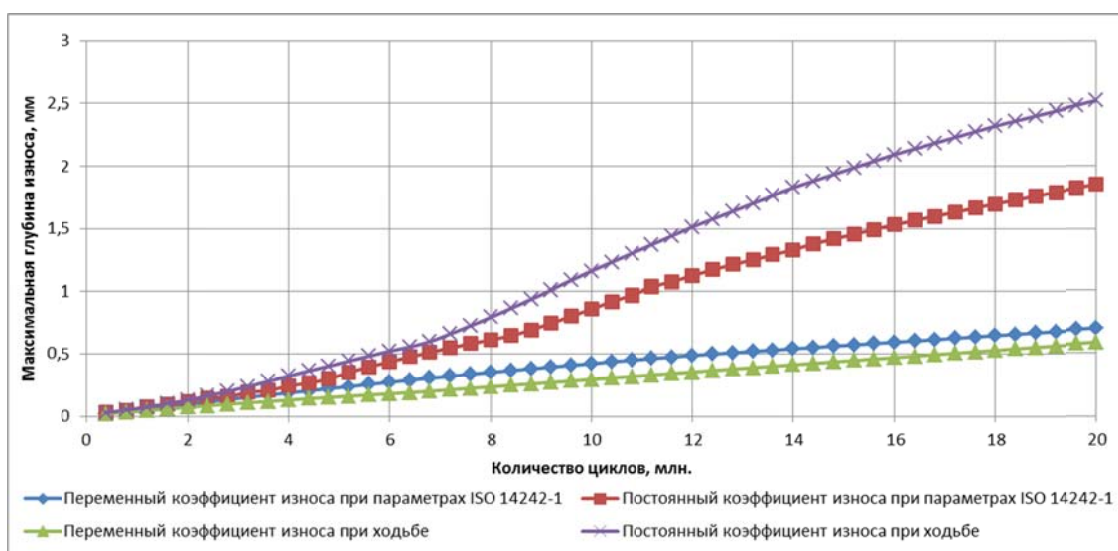


Рисунок 12 – Максимальный накопленный линейный износ (максимальная глубина износа) в зависимости от количества циклов (шагов) в соответствии с требованиями ISO 14242–1 для диаметра головки 28 мм при постоянном коэффициенте износа $1,066 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3/(\text{Нм})$ и переменном согласно соотношению (5)

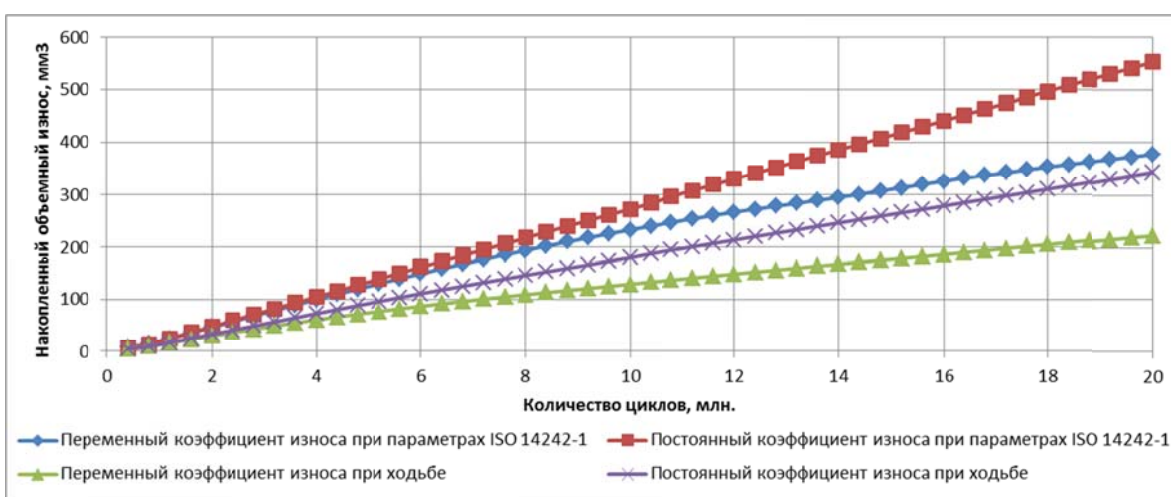


Рисунок 13 – Максимальный накопленный объемный износ в зависимости от количества циклов (шагов) в соответствии с требованиями ISO 14242–1 для диаметра головки 28 мм при постоянном коэффициенте износа $1,066 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3/(\text{Нм})$ и переменном согласно соотношению (5)

Характер изменения накопленного линейного износа во всех рассмотренных выше случаях почти линейный. Но в случае диаметра головки 28 мм при постоянном коэффициенте износа как для ISO 14242–1, так и для условий ходьбы, наблюдается небольшая степень нелинейности для линейного износа (рисунок 12). Он также проявляется, но более слабо, и при диаметре головки 32 мм в интервале до 10 миллионов циклов (рисунок 10). Вероятно, это связано со следующими факторами. На начальном интервале до 10 миллионов циклов наблюдается нелинейное возрастание глубины внедрения головки в чашку, поскольку площадь поверхности контакта недостаточно увеличивается для значимого снижения величины контактного давления. Причем, снижение давления с ростом числа циклов было отмечено и в [7]. По мере углубления головки площадь поверхности контакта увеличивается, контактное давление уменьшается и замедляется, тем самым, процесс ее углубления. Это практически не сказывается на почти линейном характере изменения объемного износа. Профиль же линейного износа является вогнуто–выпуклым относительно прямой линии, соединяющей точки 0,4 и 20 миллионов циклов, с перегибом в середине этого диапазона (10 миллионов). Можно предположить, что этот эффект зависит от величины диаметра головки и еще ярче может проявляться при применении ее меньшего стандартного диаметра 22 мм.

Полученные результаты моделирования объемного износа при постоянном коэффициенте износа для условий ходьбы при диаметре головки 32 мм (573 мм^3) с точностью до 10% совпали с результатом (633 мм^3), указанным в [7] и с точностью до 6% с результатом (541 мм^3) в [6]. Это, в свою очередь, подтверждает достоверность данного метода моделирования.

Заключение.

В данной работе усовершенствован существующий метод численного моделирования износа пары трения в сферическом шарнире, содержащем полимерный элемент, с точки зрения уточнения расчета с учетом параметрической зависимости коэффициента износа от контактного давления в соответствии с требованиями стандарта ISO 14242–1 и условий при действительной ходьбе. Кроме того, исследования проведены при постоянном коэффициенте износа для условий указанного стандарта и ходьбы и расширены для диаметра головки имплантата 28 мм с точки зрения накопленного линейного и объемного износа. Использование уравнения Арчарда в форме (5) позволило уточнить результаты моделирования в пределах нескольких процентов, но сделало более совершенным процесс вычисления при переменном коэффициенте износа. Разработанный метод является серьезным инструментом для реализации более точного первоначального отборочного анализа конструкции, материалов и производственного процесса ТЭТБС и, таким образом, позволяет сократить использование дорогостоящих экспериментальных исследований с применением моделирующих устройств. Будущие исследования могут быть сфокусированы на учете ежедневной деятельности пациентов при моделировании износа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ingham, E. Biological reactions to wear debris in total joint replacement / E. Ingham, J. Fisher // *Proc. Instn Mech. Engrs, Part H: J. Engineering in Medicine*. – 2000. – Vol. 214(1). – P.21–37.
2. Polyakov, A. System analysis and synthesis of total hip joint endoprosthesis / A. Polyakov, V. Pakhaliuk, M. Kalinin et al. // *Procedia Engineering*. – 2015. – Vol. 100. – P. 530–538.
3. Polyakov, O.M. Stand and control system for wear testing of the spherical joints of vehicle suspension at complex loading conditions / O.M. Polyakov, V.I. Pakhaliuk, V.B. Lazarev et al. // *IFAC Proceedings Volumes*. – 2013. – Vol. 46(25). – P.106–111.
4. Пахалюк, В.И. Нормирование параметров частично-регулярного микрорельефа на поверхности головки тотального эндопротеза тазобедренного сустава / В.И. Пахалюк, А.М. Поляков, М.И. Калинин // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. – 2015. – №5 (313). – С. 114–129.
5. Pakhaliuk, V.I. Improving the finite element simulation of wear of total hip prosthesis spherical joint with the polymeric component / V.I. Pakhaliuk, A.M. Polyakov, M.I. Kalinin, V.A. Kramar // *Procedia Engineering*. – 2015. – Vol. 100. – P. 538–548.
6. Maxian, T.A. A sliding–distance–coupled finite element formulation for polyethylene wear in total hip arthroplasty / T.A. Maxian, T.D. Brown, D.R. Pedersen, J.J. Callaghan // *J. Biomech*. – 1996. – Vol. 27. – P.687–692.
7. Kang, L. A simple fully integrated contact–coupled wear prediction for ultra–high weight polyethylene hip implants / L. Kang, A.I. Galvin, Z.M. Zin, J. Fisher // *Proc Instn Mech Engrs, Part H: J Engineering in Medicine*. – 2006. – Vol. 220(1). – P.35–46.
8. Wu, J.S.S. The computer simulation of wear behavior appearing in total hip prosthesis / J.S.S. Wu, J.P. Hung, C.S. Shu, J.H. Chen // *Computer Meth. and Programs in Biomedicine*. – 2003. – Vol. 70(1). – P.81–91.
9. Wang, A. Effect of contact stress on friction and wear of ultra–high molecular weight polyethylene in total hip replacement / A. Wang, A. Essner, R. Klein // *Proc Instn Mech Engrs, Part H: J Engineering in Medicine*. – 2001. – Vol. 215(2). – P. 133–139.
10. Vassiliou, K. Is the wear factor in total joint replacements dependent on the nominal contact stress in ultra–high molecular weight polyethylene contacts? / K. Vassiliou, A. Unsworth // *Proc. Instn Mech. Engrs, Part H: J. Engineering in Medicine*. – 2001. – Vol. 218(2). – P.101–107.
11. Saikko, V. Effect of contact pressure on wear and friction of ultra–high molecular weight polyethylene in multidirectional sliding / *Proc. Instn Mech. Engrs, Part H: J. Engineering in Medicine*. – 2006. – Vol. 220(7). – P.723–731.

Пахалюк Владимир Иванович

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»

Канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой «Техническая механика и машиноведение»

ул. Университетская 33, г. Севастополь, 299053

Тел. 8 (692) 435–161

E– mail: pahaluk@sevsu.ru

V.I. PAKHALIUK

EXPANDING THE SIMULATION OF WEAR IN A SPHERICAL JOINT WITH POLYMERIC ELEMENT OF A TOTAL HIP ARTHROPLASTY

Abstract. *The existing model of wear, based on the classical Archard equation, in the spherical joint of total hip prosthesis comprising an acetabular cup of ultra-high molecular weight polyethylene (UHMWPE) in combination with a metal or ceramic femoral head is modified and expanded. With this model, studies are conducted using the finite element analysis in terms of cumulative linear and volumetric wear for the ISO 14242-1 demands and additionally for the conditions during walking gait. Also they are carried out for a head diameter of 28 mm at a constant and variable wear factor, where the variable wear factor is adopted from the modified formula for the dependence on the contact pressure.*

Keywords: *total hip arthroplasty, wear, finite element simulation, spherical joint.*

BIBLIOGRAPHY

1. Ingham, E. Biological reactions to wear debris in total joint replacement / E. Ingham, J. Fisher // Proc. Instn Mech. Engrs, Part H: J. Engineering in Medicine. – 2000. – Vol. 214(1). – P.21–37.
2. Polyakov, A. System analysis and synthesis of total hip joint endoprosthesis / A. Polyakov, V. Pakhaliuk, M. Kalinin et al. // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 100. – P. 530–538.
3. Polyakov, O.M. Stand and control system for wear testing of the spherical joints of vehicle suspension at complex loading conditions / O.M. Polyakov, V.I. Pakhaliuk, V.B. Lazarev et al. // IFAC Proceedings Volumes. – 2013. – Vol. 46(25). – P.106–111.
4. Pakhaliuk, V.I. Normirovaniye parametrov chastichno-regulyarnogo mikrorelyefa na poverkhnosti golovki totalnogo endoproteza tazobedrennogo sustava / V.I. Pakhaliuk, A.M. Polyakov, M.I. Kalinin // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2015. – №5 (313). – S. 114–129.
5. Pakhaliuk, V.I. Improving the finite element simulation of wear of total hip prosthesis spherical joint with the polymeric component / V.I. Pakhaliuk, A.M. Polyakov, M.I. Kalinin, V.A. Kramar // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 100. – P. 538–548.
6. Maxian, T.A. A sliding-distance-coupled finite element formulation for polyethylene wear in total hip arthroplasty / T.A. Maxian, T.D. Brown, D.R. Pedersen, J.J. Callaghan // J. Biomech. – 1996. – Vol. 27. – P.687–692.
7. Kang, L. A simple fully integrated contact-coupled wear prediction for ultra-high weight polyethylene hip implants / L. Kang, A.I. Galvin, Z.M. Zin, J. Fisher // Proc Instn Mech Engrs, Part H: J Engineering in Medicine. – 2006. – Vol. 220(1). – P.35–46.
8. Wu, J.S.S. The computer simulation of wear behavior appearing in total hip prosthesis / J.S.S. Wu, J.P. Hung, C.S. Shu, J.H. Chen // Computer Meth. and Programs in Biomedicine. – 2003. – Vol. 70(1). – P.81–91.
9. Wang, A. Effect of contact stress on friction and wear of ultra-high molecular weight polyethylene in total hip replacement / A. Wang, A. Essner, R. Klein // Proc Instn Mech Engrs, Part H: J Engineering in Medicine. – 2001. – Vol. 215(2). – P. 133–139.
10. Vassiliou, K. Is the wear factor in total joint replacements dependent on the nominal contact stress in ultra-high molecular weight polyethylene contacts? / K. Vassiliou, A. Unsworth // Proc. Instn Mech. Engrs, Part H: J. Engineering in Medicine. – 2001. – Vol. 218(2). – P.101–107.
11. Saikko, V. Effect of contact pressure on wear and friction of ultra-high molecular weight polyethylene in multidirectional sliding / Proc. Instn Mech. Engrs, Part H: J. Engineering in Medicine. – 2006. – Vol. 220(7). – P.723–731.

Pakhaliuk Vladimir Ivanovich

FSAEI HE «Sevastopol State University»

Ph.D., Associate Professor, Head of Engineering Mechanics and Machinery Department

Universitetskaya Str. 33, Sevastopol, 299053

Ph. 8 (692) 435–161

E-mail: pahaluk@sevsu.ru

А.А. ПОЖАЛОСТИН, А.В. ПАНШИНА

АВТОКОЛЕБАНИЯ ОДНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С СУХИМ ТРЕНИЕМ

Аннотация. Показана возможность существования автоколебательного резонанса в механической системе с сухим трением. Механизм состоит из двух одинаковых валов, вращающихся равномерно в противоположные стороны. На валах лежит однородный жесткий стержень. Рассмотрены два случая сухого трения между валами и стержнем: коэффициент трения постоянен и коэффициент трения нелинейно зависит от скорости скольжения элементов механизма. Составлены дифференциальные уравнения движения, выписаны решения. Для второго случая аналитически приближенно получена зависимость амплитуды колебаний системы от времени, получена амплитуда автоколебаний. Результаты работы показывают, что нельзя пренебрегать возможностью появления фрикционных автоколебаний в механических системах.

Ключевые слова: колебания, сухое трение, автоколебательный резонанс, амплитуда автоколебаний.

Введение.

В работе рассмотрена механическая система с сухим трением. Показано, что в этой системе возможно существование автоколебательного резонанса. Автоколебательные явления широко распространены в природе и технике. Поэтому возможность возникновения резонанса в механических системах важно учитывать при проектировании и разработке различных механизмов, транспортных средств, энергоустановок [1–3]. В некоторых технических системах автоколебания могут возникать в результате неудачного выбора параметров, что часто является причиной разрушения систем. Например, в магистральных газопроводах, в гидротурбинах с искусственными газовыми кавернами на выходе, в реактивных авиационных и ракетных двигателях [4,5]. Фрикционные автоколебания появляются, например, в кинематической цепи железнодорожных подвижных составов, что приводит к износу узлов и деталей тяговых двигателей, в ходовой части и в трансмиссии легковых автомобилей. В монографии [6] авторы исследуют вопросы автоколебаний с учетом сил сухого трения. В частности, сухим трением можно объяснить явление шимми – автоколебаний колеса экипажа, представляющего угрозу безопасности движения [7].

Пример механизма с фрикционными автоколебаниями рассмотрен в книге [8], где с помощью метода осреднения решен вопрос об амплитуде автоколебаний. В данной работе рассматривается несколько отличный и более сложный механизм. Отличие от примера в [8] состоит в том, что силы сухого трения в рассматриваемой системе различны и определяются через нормальные реакции движением и положением системы.

Методом Ван-дер-Поля получено уравнение установившегося для амплитуды колебаний системы. Это уравнение для данной системы имеет вид, аналогичный уравнению в работе [2] для генератора электромагнитных колебаний.

Рассмотрены два случая. В первом случае сухое трение постоянно и не зависит от скорости скольжения, а во втором случае коэффициент f кулонова трения первого рода зависит нелинейно от скорости скольжения элементов механизма.

Основная часть.

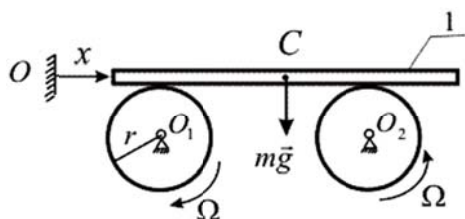


Рисунок 1 – Схема механизма

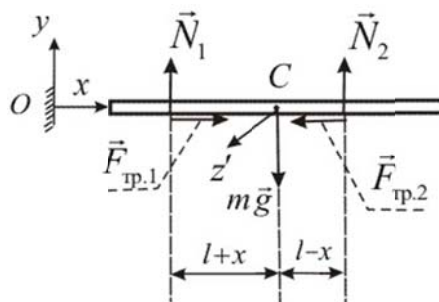


Рисунок 2 – Стержень и действующие на него силы

Рассматривается механизм (рисунок 1), состоящий из двух одинаковых валов радиуса r . Валы вращаются в противоположные стороны с постоянными угловыми скоростями Ω . Механизм расположен в вертикальной плоскости. На валы свободно положен однородный

абсолютно жесткий шероховатый стержень 1 массы m . Центры валов O_1 и O_2 лежат на одной горизонтальной прямой. Расстояние O_1O_2 равно $2l$.

Стержень движется поступательно под действием сил трения (рисунок 2).

Дифференциальное уравнение поступательного горизонтального движения стержня получим с помощью теоремы о движении центра масс C стержня:

$$m\ddot{x} = F_{\text{тр}1} - F_{\text{тр}2}. \quad (1)$$

Случай 1. Пусть силы трения в точках контакта стержня и валов постоянны по величине и равны максимальному значению силы трения Кулона 1-го рода $F_{\text{тр}i} = fN_i$ ($i = 1, 2$). Запишем уравнение движения (1) в этом случае:

$$m\ddot{x} = fN_1 - fN_2. \quad (2)$$

Для определения нормальных реакций N_1 и N_2 (рисунок 2) используем теорему о движении центра масс C стержня в проекции на ось y :

$$m\ddot{y} = -mg + N_1 + N_2.$$

Так как $\ddot{y} = 0$, то

$$N_1 + N_2 = mg. \quad (3)$$

Второе уравнение для определения N_1 и N_2 получим с помощью теоремы об изменении кинетического момента стержня относительно его центра масс C :

$$I_{Cz'}\ddot{\phi} = -N_1(l+x) + N_2(l-x).$$

Здесь $I_{Cz'}$ – момент инерции стержня относительно оси Cz' , проходящей через центр масс C (рисунок 2). Так как стержень движется поступательно, то $\ddot{\phi} = 0$. Поэтому

$$-N_1(l+x) + N_2(l-x) = 0. \quad (4)$$

Решая алгебраические уравнения (3) и (4), получим нормальные реакции:

$$N_1 = \frac{mg}{2l}(l-x), \quad N_2 = \frac{mg}{2l}(l+x). \quad (5)$$

С учетом выражений (5), перепишем уравнение (2) в виде:

$$\ddot{x} + \frac{g}{l}fx = 0. \quad (6)$$

Полученное уравнение (6) – это дифференциальное уравнение свободных продольных колебаний абсолютно жесткого стержня с частотой $\omega^2 = \frac{gf}{l}$. В качестве приведенного коэффициента жесткости будет величина $k^0 = \frac{mgf}{l}$.

Эквивалентная модель колебательной системы с дифференциальным уравнением (6) представлена на рисунок 3.

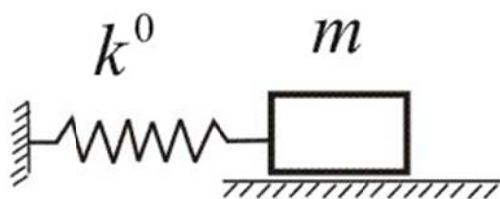


Рисунок 3 – Эквивалентная модель колебательной системы

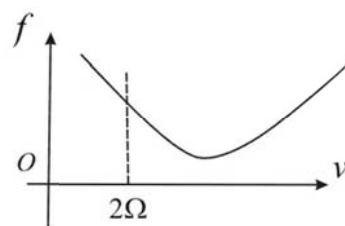


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента трения от скорости стержня относительно вала

Решение дифференциального уравнения (6) имеет вид [1,2]:

$$x = C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t$$

Задавая начальные условия в виде

$$x(t=0) = A, \quad \dot{x}(t=0) = 0$$

получим, что $C_1 = A$, $C_2 = 0$. Поэтому решение $x(t) = A \cos \omega t$.

Оно представляет собой гармонические колебания с периодом $T = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi \sqrt{\frac{l}{fg}}$.

Случай 2. Пусть коэффициент f кулонова трения первого рода непостоянен по величине. Представим себе пару трения: стержень и вращающийся вал с коэффициентом,

зависящим от скорости v скольжения стержня относительно вала по некоторому нелинейному закону $f(v)$ (рисунок 4).

Покажем, что в этом случае система будет автоколебательной (АКС). В АКС различают элементы, отраженные на рисунке 5 [8].

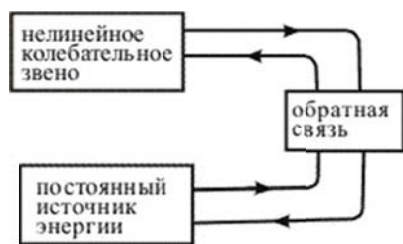


Рисунок 5 – Элементы автоколебательной системы (АКС)

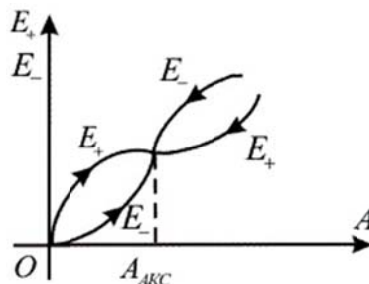


Рисунок 6 – Энергетическое соотношение для АКС

В случае рассматриваемого механизма (рисунок 1) источником постоянной энергии выступают валы, вращающиеся с постоянной угловой скоростью Ω . Нелинейное колебательное звено – стержень, движущийся поступательно горизонтально под действием нелинейных сил трения, которые выступают в качестве клапана, регулирующего поступление энергии в колебательную систему. Обратная связь – это взаимодействие стержня и валов.

Перемещение стержня характеризуется координатой $x(t)$. На рисунке 6 показано энергетическое соотношение для АКС. Здесь A – амплитуда автоколебательной системы, $A_{АКС}$ – амплитуда стационарного процесса автоколебаний.

Силы трения с учетом соотношений (5) имеют вид [9,10]:

$$\begin{aligned} F_{\text{тр}1} &= N_1 f_1 = \frac{mg}{2l} (1-x) \cdot f(r\Omega - \dot{x}), \\ F_{\text{тр}2} &= N_2 f_2 = \frac{mg}{2l} (1+x) \cdot f(r\Omega + \dot{x}) \end{aligned} \quad (7)$$

Разложим функции $f(\dot{x})$ в ряд по степеням \dot{x} :

$$\begin{aligned} f(r\Omega - \dot{x}) &= f(r\Omega) - \left. \frac{\partial f}{\partial \dot{x}} \right|_{(r\Omega)} \cdot \dot{x} + \left. \frac{\partial^2 f}{\partial^2 \dot{x}} \right|_{(r\Omega)} \cdot \frac{\dot{x}^2}{2} - \dots \\ f(r\Omega + \dot{x}) &= f(r\Omega) + \left. \frac{\partial f}{\partial \dot{x}} \right|_{(r\Omega)} \cdot \dot{x} + \left. \frac{\partial^2 f}{\partial^2 \dot{x}} \right|_{(r\Omega)} \cdot \frac{\dot{x}^2}{2} + \dots \end{aligned} \quad (8)$$

Распишем правую часть дифференциального уравнения (1) с учетом соотношений (7) и (8):

$$\begin{aligned} F_{\text{тр}1} - F_{\text{тр}2} &= \frac{mg}{2l} (1-x) \cdot [f(r\Omega) - \left. \frac{\partial f}{\partial \dot{x}} \right|_{(r\Omega)} \cdot \dot{x} + \dots] - \frac{mg}{2l} (1+x) \cdot [f(r\Omega) + \left. \frac{\partial f}{\partial \dot{x}} \right|_{(r\Omega)} \cdot \dot{x} + \dots] = \\ &= -\frac{mg}{l} f(r\Omega) \cdot x - mg \left. \frac{\partial f}{\partial \dot{x}} \right|_{(r\Omega)} \cdot \dot{x} + \dots \end{aligned} \quad (9)$$

Ограничимся в (9) членами не выше первого порядка малости и запишем дифференциальное уравнение (1) в линеаризованном виде:

$$m\ddot{x} = -mg \left. \frac{\partial f}{\partial \dot{x}} \right|_{(r\Omega)} \cdot \dot{x} - \frac{mg}{l} f(r\Omega) \cdot x$$

или

$$\ddot{x} + g \left. \frac{\partial f}{\partial \dot{x}} \right|_{(r\Omega)} \cdot \dot{x} + \frac{g}{l} f(r\Omega) \cdot x = 0 \quad (10)$$

Запишем канонический вид малых колебаний системы в общем виде [1,2]:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \omega^2 x = 0 \quad (11)$$

Воспользуемся тем, что производная $\left. \frac{\partial f}{\partial \dot{x}} \right|_{(r\Omega)}$ характеризует наклон линии $f(\dot{x})$. Заметим, что при $\left. \frac{\partial f}{\partial \dot{x}} \right|_{(r\Omega)} = 0$ уравнение (10) совпадает с уравнением (6) из первого случая, когда $f = \text{const}$.

При $\frac{\partial f}{\partial \dot{x}}(r\Omega) < 0$ имеет место отрицательное трение ($n = \frac{1}{2}g \frac{\partial f}{\partial \dot{x}}(r\Omega) < 0$). Поэтому колебания стержня будут нарастать с течением времени t .

Пусть выполнено условие $\left| mg \frac{\partial f}{\partial \dot{x}}(r\Omega) \right| > \delta$, т.е. $mg \frac{\partial f}{\partial \dot{x}}(r\Omega) + \delta < 0$, где δ – коэффициент линейно-вязкого сопротивления. Ищем решение уравнения (11) в виде:

$$x = ze^{-nt}. \quad (12)$$

Подстановка (12) была предложена в 70-е годы прошлого столетия конструктором ракетно-космических систем академиком В.Н. Челомеем в курсе лекций по теории колебаний, читаемом им в МВТУ им. Н.Э. Баумана.

Подставив (12) в (11), после несложных преобразований, получим:

$$\ddot{z} + (\omega^2 - n^2)z = 0. \quad (13)$$

Пусть $|n| < \omega$. Тогда $z = A \cos(\sqrt{\omega^2 - n^2} \cdot t - \alpha) = A \cos(\omega_1 t - \alpha)$. И искомое решение (12) примет вид:

$$x = Ae^{-nt} \cos(\omega_1 t - \alpha). \quad (14)$$

И если $n < 0$, то колебания будут нарастать с течением времени t . Условная амплитуда Ae^{-nt} , увеличиваясь (рисунок 6), будет стремиться к амплитуде $A_{\text{АКС}}$ периодического стационарного процесса автоколебаний.

На рисунок 7 представлен фазовый портрет этого движения [2,8].

В области “1” $\frac{dA}{dt} > 0$, а в области “2” $\frac{dA}{dt} < 0$. Это обстоятельство полностью согласуется с графическим изображением энергетического соотношения (рисунок 6).

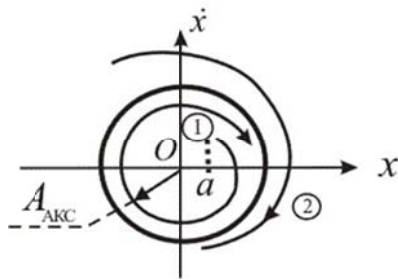


Рисунок 7 – Фазовый портрет

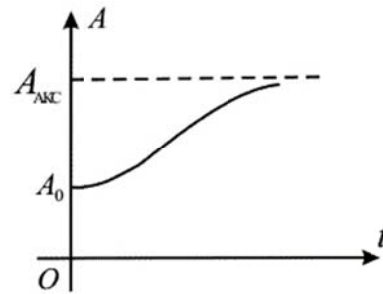


Рисунок 8 – График зависимости амплитуды $A(t)$

Получим приближенное дифференциальное уравнение для амплитуды установления $A(t)$ методом Ван-дер-Поля [1,3].

Рассмотрим выражение (9), ограничившись членами не выше третьего порядка малости:

$$\begin{aligned} F_{\text{Тр1}} - F_{\text{Тр2}} &\approx \frac{mg}{2l} (l-x) \cdot [f(r\Omega) - f'(r\Omega) \cdot \dot{x} + \frac{1}{2} f''(r\Omega) \cdot \dot{x}^2 - \frac{1}{6} f'''(r\Omega) \cdot \dot{x}^3] - \\ &- \frac{mg}{2l} (l+x) \cdot [f(r\Omega) + f'(r\Omega) \cdot \dot{x} + \frac{1}{2} f''(r\Omega) \cdot \dot{x}^2 + \frac{1}{6} f'''(r\Omega) \cdot \dot{x}^3] = \\ &= \frac{mg}{2l} [-2f(r\Omega) \cdot x - 2f'(r\Omega) \cdot \dot{x} - f''(r\Omega) \cdot x\dot{x}^2 - \frac{l}{3} f'''(r\Omega) \cdot \dot{x}^3]. \end{aligned}$$

Здесь

$$f'(r\Omega) = \left. \frac{\partial f}{\partial \dot{x}} \right|_{(r\Omega)}, \quad f''(r\Omega) = \left. \frac{\partial^2 f}{\partial \dot{x}^2} \right|_{(r\Omega)}, \quad f'''(r\Omega) = \left. \frac{\partial^3 f}{\partial \dot{x}^3} \right|_{(r\Omega)}.$$

Подставив это выражение в правую часть уравнения (1), получим:

$$m\ddot{x} + \frac{mg}{l} f(r\Omega) \cdot x = \frac{mg}{2l} [-2f'(r\Omega) \cdot \dot{x} - f''(r\Omega) \cdot x\dot{x}^2 - \frac{l}{3} f'''(r\Omega) \cdot \dot{x}^3].$$

Или

$$\ddot{x} + \omega^2 \cdot x + 2n\dot{x} = \frac{g}{2l} [-f''(r\Omega) \cdot x\dot{x}^2 - \frac{l}{3} f'''(r\Omega) \cdot \dot{x}^3], \quad (15)$$

где $\omega^2 = \frac{g}{l} f(r\Omega)$, $2n = \frac{g}{l} \alpha$, $\alpha = f'(r\Omega)$.

Применим для решения нелинейного уравнения (15) метод Ван-дер-Поля [1,3].

Пусть A – амплитуда колебаний стержня. Тогда решение по первому приближению ищется в виде:

$$x = A(t) \cos \psi, \quad \psi = \omega t + v(t) \quad (16)$$

Производная $\dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dA}{dt} \cos(\omega t + v(t)) - A \sin(\omega t + v(t)) \cdot (\omega + \frac{dv}{dt})$.

Для выполнения соотношения $\dot{x} = -A\omega \sin \psi$ примем дополнительное условие:

$$\frac{dA}{dt} \cos \psi - A \frac{dv}{dt} \sin \psi = 0 \quad (17)$$

Дифференциальное уравнение для амплитуды $A(t)$ после несложных преобразований уравнения (15) с учетом (16), (17) примет вид:

$$\frac{dA}{dt} = \frac{\mu}{\omega} \varphi(A \cos \psi, -A \sin \psi), \quad \mu = \frac{g}{l}. \quad (18)$$

Проведем осреднение правой части уравнения по периоду 2π :

$$\int_0^{2\pi} \varphi(A \cos \psi, -A \sin \psi) d\psi \quad (19)$$

В нашем случае $\varphi = \frac{g}{l} \alpha \dot{x} + \frac{g}{2l} [-f''(r\Omega) \cdot x \dot{x}^2 - \frac{l}{3} f'''(r\Omega) \cdot \dot{x}^3]$.

Слагаемое $f''(r\Omega) \cdot x \dot{x}^2$ в уравнение (18) не входит, так как соответствующий интеграл равен нулю.

Введем обозначение $\beta = \frac{l}{6} f'''(r\Omega)$. Тогда уравнение (15) примет вид:

$$\ddot{x} + \omega^2 x = \mu(\alpha \dot{x} - \beta \dot{x}^3).$$

После вычисления интеграла (19) получим:

$$2 \frac{dA}{dt} - \alpha_1 A + \frac{3}{4} \gamma \omega^2 A^3 = 0,$$

где $\alpha_1 = 2\mu\alpha\pi$, $\gamma = 2\mu\beta\pi$.

Отсюда

$$2 \int_0^A \frac{dA}{A(\alpha_1 - \frac{3}{4} \gamma \omega^2 A^2)} = t, \quad \gamma_1 = 2\mu \frac{l}{6} f'''(r\Omega) \pi.$$

Интегрируя последнее равенство, получим:

$$A(t) = \frac{\sqrt{\alpha_1}}{\sqrt{\frac{3}{4} \gamma_1 \omega^2 - (\frac{3}{4} \gamma_1 \omega^2 - \frac{\alpha_1}{A_0}) e^{-\alpha_1 t}}}.$$

Здесь принято: при $t = 0$ $A(0) = A_0$. Зависимость $A(t)$ изображена на рисунок 8.

В пределе при $t \rightarrow \infty$ будем иметь выражение для амплитуды автоколебаний системы:

$$A_{AK} = \frac{2}{\omega \gamma_1} \sqrt{\frac{\alpha_1}{3\gamma}}.$$

Заключение.

В работе получены условия, при которых возможны автоколебания системы с сухим трением. Механическая система относится к жесткому типу АКС, то есть колебания в системе развиваются при наличии начальной амплитуды A_0 . Для данной механической системы уравнения автоколебаний аналогичны уравнениям автоколебаний генератора электромагнитных колебаний [3]. Результаты статьи можно рассматривать как обоснование необходимости учета сил сухого трения при исследовании явления автоколебаний в механических системах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андронов, А.А. Теория колебаний / А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин. – М.: Наука, 1981. – 568 с.
2. Стрелков, С.П. Введение в теорию колебаний / С.П. Стрелков. – СПб: Лань, 2005. – 438 с.

3. Лампер, Р.Е. Введение в теорию нелинейных колебаний авиаконструкций / Р.Е. Лампер. – М.: Машиностроение, 1985. – 88 с.
4. Мухин, А.Д. Построение областей устойчивости ракет–носителей в пространстве параметров компоновки / А.Д. Мухин, А.Н. Темнов // Вестник МГТУ им Н.Э.Баумана. Серия Машиностроение. – 2010. – № 4.
5. Шкапов, П.М. О гистерезисном характере развития автоколебаний в гидрوليнии с ограниченной искусственной газовой каверной на выходе / П.М. Шкапов, И.Г. Благовещенский, Е.Б. Гартиг // Наука и образование: электронное научно–техническое издание. – 2013. – № 10.
6. Андронов, В.В. Сухое трение в задачах механики / В.В. Андронов, В.Ф. Журавлев. – М.: URSS, 2010. – 184 с.
7. Журавлев, В.Ф. Новая модель шимми / В.Ф. Журавлев, Д.М. Климов, П.К. Плотников // Известия РАН. Механика твердого тела. – 2013. – № 5.
8. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – 2–е изд. – М.: URSS, 2009. – 408 с.
9. Пожалостин, А.А. Автоколебания в одномерных упругих системах с трением / А.А. Пожалостин, А.В. Паншина // Известия МГТУ «МАМИ». Серия Естественные науки. – 2014. – № 4 (22). – Т. 4.
10. Пожалостин, А.А. Колебания систем с дискретным числом степеней свободы с сухим трением / А.А. Пожалостин, А.В. Паншина, В.В. Кокушкин // Известия МГТУ «МАМИ». Серия Естественные науки. – 2015. – № 1 (23). – Т. 4.

Пожалостин Алексей Алексеевич

Московский Государственный Технический
Университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва
доктор технических наук, профессор кафедры
теоретической механики им. профессора Н.Е.
Жуковского
E-mail: a.pozhalostin@mail.ru

Паншина Алла Викторовна

Московский Государственный Технический
Университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва
кандидат физико–математических наук, доцент
кафедры теоретической механики им. профессора Н.Е.
Жуковского
E-mail: panalv@mail.ru

A.A. POZHALOSTIN, A.V. PANSHINA

AUTO–OSCILLATION OF ONE MECHANICAL SYSTEM WITH DRY FRICTION

Abstract. *The possibility of the existence of auto–oscillating resonance in a mechanical system with dry friction is shown in this paper. The mechanism consists of two identical shafts that evenly rotate in opposite directions. A homogeneous rigid rod lies on the shafts. Two cases of dry friction between the shafts and the rod are considered: the coefficient of friction is constant and the nonlinear coefficient of friction depends on the sliding speed of the elements of the mechanism. Differential equations of motion is composed, solutions have been obtained. For the second case the time dependence of the amplitude of oscillations of the system was obtained analytically approximated. Also the amplitude of auto–oscillations was obtained. The results show that it is impossible to neglect the possibility of frictional auto–oscillations in mechanical systems.*

Keywords: *oscillations, dry friction, auto–oscillating resonance, amplitude of auto–oscillations.*

BIBLIOGRAPHY

1. Andronov, A.A. Teoriya kolebaniv / A.A. Andronov, A.A. Vitt, S.E. Khaykin. – М.: Nauka, 1981. – 568 s.
2. Strelkov, S.P. Vvedeniye v teoriyu kolebaniv / S.P. Strelkov. – SPb: Lan. 2005. – 438 s.
3. Lamper, R.Ye. Vvedeniye v teoriyu nelineynykh kolebaniv aviakonstruktsiy / R.Ye. Lamper. – М.: Mashinostroyeniye. 1985. – 88 s.
4. Mukhin, A.D. Postroyeniye oblastey ustoychivosti raket–nositelev v prostranstve parametrov komponovki / A.D. Mukhin, A.N. Temnov // Vestnik MGTU im N.E.Bauman. Seriya Mashinostroyeniye. – 2010. – № 4.
5. Shkapov, P.M. O gisterizisnom kharaktere razvitiya avtokolebaniv v gidrolinii s ogranichennoy iskusstvennoy gazovoy kaverno na vykhode / P.M. Shkapov, I.G. Blagoveshchenskiy, Ye.B. Gartig // Nauka i obrazovaniye: elektronnoye nauchno–tekhnicheskoye izdaniye. – 2013. – № 10.
6. Andronov, V.V. Sukhoeye treniye v zadachakh mekhaniki / V.V. Andronov, V.F. Zhuravlev. – М.: URSS, 2010. – 184 s.
7. Zhuravlev, V.F. Novaya model shimmi / V.F. Zhuravlev, D.M. Klimov, P.K. Plotnikov // Izvestiya RAN. Mekhanika tverdogo tela. – 2013. – № 5.
8. Biderman, V.L. Teoriya mekhanicheskikh kolebaniv / V.L. Biderman. – 2–ve izd. – М.: URSS. 2009. – 408 s.
9. Pozhalostin, A.A. Avtokolebaniya v odnomernykh uprugikh sistemakh s trenivem / A.A. Pozhalostin, A.V. Panshina // Izvestiya MGTU «MAIMI». Seriya Yestestvennyye nauki. – 2014. – № 4 (22). – Т. 4.
10. Pozhalostin, A.A. Kolebaniya sistem s diskretnym chislom stepenev svobody s sukhim trenivem / A.A. Pozhalostin, A.V. Panshina, V.V. Kokushkin // Izvestiya MGTU «MAIMI». Seriya Yestestvennyye nauki. – 2015. – № 1 (23). – Т. 4.

Pozhalostin Aleksey Alekseyevich

Moscow State Technical University. N.E. Bauman,
Moscow
Doctor of Technical Sciences, Professor of the
Department of Theoretical Mechanics. Professor N.E.
Zhukovsky
E-mail: a.pozhalostin@mail.ru

Panshina Alla Viktorovna

Moscow State Technical University. N.E. Bauman,
Moscow
Candidate of Physical and Mathematical Sciences,
Associate Professor of the Department of Theoretical
Mechanics named after. Professor N.E. Zhukovsky
E-mail: panalv@mail.ru

А.М. ПОЛЯКОВ, М.А. КОЛЕСОВА, П.К. ШТАНЬКО

ВЕЩЕСТВЕННЫЕ ФУНКЦИИ, ФУНКЦИОНАЛЫ И ЗАКОНЫ СОХРАНЕНИЯ

Аннотация. Законы сохранения связаны с симметриями в природе. В связи с этим можно предполагать, что всякий природный процесс протекает в соответствии с определенным законом сохранения. Т.е., если известна какая-либо функция, описывающая процесс, то в ней содержится определенный закон сохранения. Такая функция может быть получена, в том числе, в результате экспериментальных исследований, а по соответствующему ей лагранжиану можно выявить закон сохранения, в соответствии с которым этот процесс протекает. Глобальная цель исследования, в рамках которого решаются задачи, поставленные в этой статье, состоит в выявлении законов сохранения, определяющих характерные движения систем с избыточным числом степеней свободы, если они существуют. В этой статье показано, что для каждой вещественной функции легко находится лагранжиан, в котором содержатся симметрии и, следовательно, соответствующие им законы сохранения.

Ключевые слова: функция, обыкновенное дифференциальное уравнение, лагранжиан, функционал, закон сохранения.

Введение.

Согласно теореме Нётер [1], каждый закон сохранения связан с какой-либо симметрией в природе: законы сохранения энергии и импульса – с однородностью времени и пространства, закон сохранения момента количества движения – с симметрией пространства относительно вращений и т.д. Помимо широко известных законов сохранения в макромире, на основе симметрий был обнаружен ряд новых законов сохранения в микромире, которые позволили объяснить закономерности, наблюдаемые в экспериментах. В связи с этим можно предполагать, что всякий процесс, наблюдаемый в природе, происходит в соответствии с определенным законом сохранения. Следовательно, если процесс описывается какой-либо функцией, определяемой из экспериментов, то эта функция содержит в себе некоторый закон сохранения.

Выявление новых симметрий и соответствующих им законов сохранения при изучении процессов, описываемых в рамках классической механики, является важной проблемой как с фундаментальной, так и с прикладной точек зрения. К таким процессам, в том числе, можно отнести движения механических систем с избыточным числом степеней свободы. Вопрос о том какие движения таких систем, из бесконечного множества возможных, считать оптимальными, до сих пор остается открытым. В то же время, многочисленные наблюдения свидетельствуют о том, что, например, биологические объекты (системы), обладающие характерной для большинства из них избыточной подвижностью, при обычных условиях совершают, как правило, близкие по характеру движения, которые, в некотором смысле, можно считать оптимальными. Н. Бернштейн такие движения связывал с мышечными синергиями, но объяснить механизм их возникновения ему не удалось [2].

Основная часть.

Симметрии в природе и соответствующие им законы сохранения могут быть выявлены при исследовании природных процессов методами обратного вариационного исчисления (ОВИ) [3]. Известно множество таких исследований, но ни в одном из них не ставилась цель выявления симметрий процессов, происходящих в системах с избыточным числом степеней свободы. По-видимому, симметрии таких процессов, если они существуют, можно выявить только для конкретных систем или для некоторого класса систем. Для этого необходимо выполнить множество экспериментальных исследований, а также разработать соответствующие математические методы. В этой статье мы лишь показываем, что всякой вещественной функции можно сопоставить множество функционалов, удовлетворяющих условиям Гельмгольца [5], и, следовательно, множеству обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих различные процессы в системах с одной степенью свободы.

Пусть задано семейство непрерывно дифференцируемых функций:

$$y = f(t) + C. \quad (1)$$

Предположим, что $f(t)$ и C представляют собой фундаментальную систему решений однородного линейного дифференциального уравнения второго порядка. Запишем определитель Вронского для этого уравнения и приравняем его к нулю:

$$W(t) = \begin{vmatrix} y & f(t) & C \\ \dot{y} & \dot{f}(t) & 0 \\ \ddot{y} & \ddot{f}(t) & 0 \end{vmatrix} = C (\dot{y}\ddot{f}(t) - \ddot{y}\dot{f}(t)) = 0. \quad (2)$$

Таким образом, дифференциальное уравнение, частным решением которого является (1), имеет вид

$$\ddot{y}\dot{f}(t) = \dot{y}\ddot{f}(t). \quad (3)$$

Введем новую функцию $z(t)$, такую, что $\dot{y} = z(t)$ и $\ddot{y} = \dot{z}(t)$. Тогда получим

$$\frac{\dot{z}(t)}{z(t)} = \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)}, \quad (4)$$

откуда $z(t) = C_1 e^{\int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt}$, или

$$C_1 = z(t) e^{-\int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt} = \dot{y} e^{-\int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt}. \quad (5)$$

Т.е., $C_1 = \text{const}$ – первый интеграл дифференциального уравнения (3), явно независимый от t .

Действительно, прологарифмировав левую и правую части (5), представим первый интеграл в следующем виде

$$\ln C_1 = \ln \left(\dot{y} e^{-\int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt} \right) = \ln \dot{y} - \int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt = \text{const}. \quad (6)$$

Покажем на примерах, что выражение (6) справедливо при любых t .

Пусть, например, $y(t) = f(t) = At^7 2^t + C$. Тогда,

$$\ln \dot{y} = \ln \dot{f}(t) = \ln [At^6 \ln 2^t (ln 2^t + 7)] = \ln A + \ln [t^6 \ln 2^t (ln 2^t + 7)],$$

$$\int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt = \int \frac{(ln 2^t)^2 + 14 \ln 2^t + 42}{t(ln 2^t + 7)} dt = \ln [t^6 \ln 2^t (ln 2^t + 7)],$$

и, следовательно: $\ln \dot{y} - \int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt = \ln A = \text{const}$.

Рассмотрим еще один пример. Пусть $y(t) = f(t) = Ae^{-\alpha t} \sin(kt + \varphi) + C$. Тогда

$$\ln \dot{y} - \int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt = \frac{\alpha}{k} \varphi - \ln A = \text{const}.$$

Вычислим теперь лагранжиан, соответствующий (5):

$$L(\dot{y}, t) = \dot{y} \int_0^{\dot{y}} \frac{C_1(t, \xi)}{\xi} d\xi = \dot{y} \int_0^{\dot{y}} \frac{\xi e^{-\int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt}}{\xi} d\xi = \frac{1}{2} \dot{y}^2 e^{-\int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt}, \quad (7)$$

и запишем функционал

$$I = \int_{t_1}^{t_2} L(\dot{y}, t) dt = \int_{t_1}^{t_2} \left[\frac{1}{2} \dot{y}^2 e^{-\int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt} \right] dt. \quad (8)$$

Необходимым условием экстремума функционала (8) является уравнение Эйлера–Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial L}{\partial y} = \ddot{y} e^{-\int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt} - \frac{d}{dt} \left(e^{-\int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt} \right) \dot{y} = e^{-\int \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} dt} \left(\ddot{y} - \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} \dot{y} \right) = 0, \quad (9)$$

которое удовлетворяется в случае

$$\ddot{y} - \frac{\ddot{f}(t)}{\dot{f}(t)} \dot{y} = 0, \quad (10)$$

Одним из частных решений дифференциального уравнения (10) является функция (1), доставляющая экстремум функционалу (8).

Предложение. Всякая дважды непрерывно дифференцируемая вещественная функция вида (1), является частным решением линейного дифференциального уравнения (10) и экстремалью функционала (8).

Необходимо отметить, что функция $f(t)$ может быть и неэлементарной.

Пример 1. Пусть задана элементарная функция $y = e^{-2t} \sin^2(t) + C$, где $C = \text{const}$. Пользуясь (10), запишем дифференциальное уравнение, соответствующее данной функции,

$$\frac{d^2 y}{dt^2} - 2 \frac{1 - \sin(2t)}{\sin(2t) + \cos(2t) - 1} \frac{dy}{dt} = 0, \quad (11)$$

которое обеспечивает необходимое условие (9) экстремума функционала

$$I = \int_{t_1}^{t_2} \frac{1}{2} \frac{e^{2t}}{\sin t (\sin t - \cos t)} \dot{y}^2 dt.$$

Общее решение уравнения (11)

$$\tilde{y} = -\frac{C_1}{2} e^{-2t} \sin^2 t + C.$$

Полагая $C_1 = -2$, получим частное решение: $y = e^{-2t} \sin^2 t + C$.

Пример 2. Пусть

$$y = f(t) + C, \quad (12)$$

где $f(t) = J_0(t)$ – функция Бесселя первого рода.

Вычислим

$$\frac{\ddot{f}}{\dot{f}} = \frac{J_0(t)}{J_1(t)} - \frac{1}{t},$$

и запишем дифференциальное уравнение (10), соответствующее функции (12):

$$\ddot{y} - \left(\frac{J_0(t)}{J_1(t)} - \frac{1}{t} \right) \dot{y} = 0. \quad (13)$$

Функционал (8) для данного уравнения имеет вид

$$I = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} J_1(t) \dot{y}^2 dt.$$

Общее решение уравнения (13)

$$\tilde{y} = C_1 J_0(t) + C_2.$$

Если принять $C_1 = 1$, $C_2 = C$, получим частное решение, совпадающее с (12).

Рассмотрим теперь пару непрерывно дифференцируемых функций $y_1 = f(t)$, $y_2 = g(t)$, представляющих собой фундаментальную систему решений линейного однородного дифференциального уравнения второго порядка, вычислим определитель Вронского и приравняем его к нулю:

$$W(t) = \begin{vmatrix} y & f & g \\ \dot{y} & \dot{f} & \dot{g} \\ \ddot{y} & \ddot{f} & \ddot{g} \end{vmatrix} = (\dot{f}\ddot{g} - \dot{g}\ddot{f})y + (\dot{g}\ddot{y} - \dot{y}\ddot{g})f + (\dot{y}\ddot{g} - \dot{f}\ddot{y})g = 0,$$

или

$$(f\dot{g} - g\dot{f})\ddot{y} + (g\ddot{f} - f\ddot{g})\dot{y} + (f\ddot{g} - \dot{g}\ddot{f})y = 0. \quad (14)$$

Если предположить, что $f\dot{g} - g\dot{f} \neq 0$, то уравнение (14) можно записать в следующем виде

$$\ddot{y} + a(t)\dot{y} + b(t)y = 0, \quad (15)$$

где $a(t) = \frac{g\ddot{f} - f\ddot{g}}{f\dot{g} - g\dot{f}}$, $b(t) = \frac{\dot{f}\ddot{g} - \dot{g}\ddot{f}}{f\dot{g} - g\dot{f}}$.

Воспользовавшись новой переменной $z = \dot{y}$, придем к неоднородному дифференциальному уравнению первого порядка

$$\dot{z} + a(t)z = -b(t)y. \quad (16)$$

Так как $\dot{z} = \frac{dz}{dt} = \frac{dz}{dy} \frac{dy}{dt} = z \frac{dz}{dy} = \frac{1}{2} \frac{du}{dy}$, из (16) получим: $du + 2a(t)zdy + 2b(t)ydy = 0$,

или

$$\dot{u} + 2a(t)u = -2b(t)f(t), \quad (17)$$

где $u = z^2$, $f(t) = y\dot{y}$.

Общее решение уравнения (17)

$$u = e^{-2 \int a(t) dt} \left(C_1 - 2 \int b(t)f(t)e^{2 \int a(t) dt} dt \right),$$

разрешив которое относительно C_1 , получим первый интеграл

$$C_1 = e^{2 \int a(t) dt} u + 2 \int b(t)f(t)e^{2 \int a(t) dt} dt. \quad (18)$$

Преобразуем второе слагаемое в (18) следующим образом

$$2 \int b(t)f(t)e^{2 \int a(t) dt} dt = 2 \int b(t)e^{2 \int a(t) dt} y \frac{dy}{dt} dt = 2 \int b(t)e^{2 \int a(t) dt} y dy = b(t)e^{2 \int a(t) dt} y^2.$$

Подставив результат в (18), получим

$$C_1 = e^{2 \int a(t) dt} (\dot{y}^2 + b(t)y^2). \quad (19)$$

Лагранжиан для первого интеграла (19) имеет вид

$$L(y, \dot{y}, t) = \dot{y} \int_0^y \frac{C_1(y, \dot{y}, t)}{\xi^2} d\xi = e^{2 \int a(t) dt} (\dot{y}^2 - b(t)y^2). \quad (20)$$

Запишем функционал

$$I = \int_{t_1}^{t_2} L(y, \dot{y}, t) dt = \int_{t_1}^{t_2} [e^{2 \int a(t) dt} (\dot{y}^2 - b(t)y^2)] dt, \quad (21)$$

и соответствующее ему уравнение Эйлера–Лагранжа

$$2e^{2 \int a(t) dt} (\ddot{y} + a(t)\dot{y} + b(t)y) = 0. \quad (22)$$

Т.е., экстремальми функционала (21) являются решения дифференциального уравнения (15).

Пример 3. Пусть задана элементарная функция

$$y = e^{-2t} + \frac{3}{2}t + \frac{7}{4}. \quad (23)$$

Предположим, что (23) представляет собой сумму фундаментальных решений однородного дифференциального уравнения второго порядка:

$$f(t) = e^{-2t}, g(t) = \frac{3}{2}t + \frac{7}{4}.$$

Определив производные первого и второго порядка, вычислим коэффициенты

$$a(t) = \frac{6t+7}{3t+5}, b(t) = -\frac{6}{3t+5},$$

и запишем дифференциальное уравнение

$$\ddot{y} + \frac{6t+7}{3t+5}\dot{y} - \frac{6}{3t+5}y = 0. \quad (24)$$

Общее решение дифференциального уравнения (24)

$$\tilde{y} = C_1 \left(t + \frac{7}{6} \right) + C_2 e^{-2t}, \quad (25)$$

а соответствующий ему функционал

$$I = \int_{t_1}^{t_2} e^{(2t - \ln(3t+5))} \left(\dot{y}^2 + \frac{6}{3t+5} y^2 \right) dt.$$

Полагая в (25): $C_1 = \frac{3}{2}$, $C_2 = 1$, получим частное решение: $y = e^{-2t} + \frac{3}{2}t + \frac{7}{4}$, совпадающее с (23).

Покажем теперь, что функция (23) может быть получена и при условии, что она является суммой двух других функций, например

$$f(t) = e^{-2t} + \frac{3}{2}t + \frac{7}{4}, g(t) = K = const.$$

В таком случае придем к следующему дифференциальному уравнению

$$\ddot{y} + \frac{8e^{-2t}}{4e^{-2t}-3}\dot{y} = 0, \quad (26)$$

представляющему собой необходимое условие функционала

$$I = \int_{t_1}^{t_2} \frac{\dot{y}^2}{4e^{-2t}-3} dt.$$

Общее решение уравнения (26)

$$\tilde{y} = C_1(2e^{-2t} + 3t) + C_2.$$

Если принять: $C_1 = \frac{1}{2}$, $C_2 = \frac{7}{4}$, получим частное решение: $y = e^{-2t} + \frac{3}{2}t + \frac{7}{4}$, совпадающее с (23).

Для системы трех и более функций приведенный выше подход не может быть использован, т.к. первые интегралы и функционалы соответствующих им линейных обыкновенных дифференциальных уравнений содержат производные высших порядков и, следовательно, необходимые условия экстремума таких функционалов представляются как уравнения Эйлера–Пуассона. Но для дифференциальных уравнений высоких порядков (в том числе для линейных и нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных) лагранжианы могут быть получены с использованием метода последнего множителя Якоби [4,5].

Таким образом, можно утверждать, что одна и та же вещественная функция (или линейная комбинация вещественных функций), непрерывная вместе с производными до второго порядка включительно, является экстремалью некоторого множества функционалов. Т.к. лагранжианы этих функционалов определяются из первых интегралов соответствующих дифференциальных уравнений, которые, в свою очередь, представляют собой константы на определенном классе функций, то всякая функция, описывает множество процессов, каждый из которых характеризуется некоторой постоянной, определяемой данной функцией.

Заключение.

Дальнейшие исследования в данной области будут посвящены нахождению лагранжианов процессов, описываемых системами дифференциальных уравнений, в том числе для систем с избыточным числом степеней свободы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kosmann-Schwarzbach, Y. The Noether Theorems. Invariance and Conservation Laws in the Twentieth Century / Y. Kosmann-Schwarzbach. – New York: Springer, 2011. – 204 p.
2. Бернштейн, Н.А. О построении движений / Н.А. Бернштейн. – М.: Книга по Требованию, 2012. – 253 с.
3. Lopuszanski, J. The Inverse Variational Problem in Classical Mechanics / J. Lopuszanski. – Singapore: World Scientific Publishing Company, 2009. – 221 p.
4. Нуччи, М.К. Как искать (и находить) лагранжианы / М.К. Нуччи // Теоретическая и математическая физика. – 2009. – Том 160. – № 1. – С.168–177.
5. Нуччи, М.К. Последний множитель Якоби, симметрии Ли и скрытая линейность: изобилие «золотых рыбок» / М.К. Нуччи // Теоретическая и математическая физика. – 2007. – Том 151. – № 3. – С.495–509.

Поляков Александр Михайлович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»;
кандидат технических наук, доцент
кафедры «Машиноведение и
техническая механика»;
ул. А. Косарева, 14а, г. Севастополь,
Россия;
Тел.: +7 978 703 88 26
E-mail: a.m.poljakov@sevsu.ru

Колесова Марина Александровна
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»;
преподаватель кафедры «Вышая
математика»;
ул. А. Кесаева, 7/3, г. Севастополь,
Россия;
Тел.: +7 978 045 69 82
E-mail: marishaclass@mail.ru

Штанько Петр Константинович
Запорожский национальный
технический университет;
кандидат технических наук,
доцент кафедры «Механика»;
ул. Жуковского, 64, г. Запорожье,
Украина;
Тел.: +38 066 223 93 56
E-mail: mech@zntu.edu.ua

A.M. POLIAKOV, M.A. KOLESOVA, P.K. SHTANKO

REAL FUNCTIONS, FUNCTIONALS AND CONSERVATION LAWS

Abstract. *Conservation laws are associated with symmetries in nature. In this connection, it can be assumed that every natural process proceeds in accordance with a definite conservation law. That is, if any function describing the process is known, then it contains a certain conservation law. Such function can be obtained, among other things, as a result of experimental studies, and according to the corresponding to it Lagrangian it is possible to find the conservation law, according to which this process proceeds. The global goal of the study, in which frame solved problems posed in this article, consists in revealing the conservation laws that determine characteristic motions of systems with an excessive number of degrees of freedom, if they exist. In this paper it is shown that for each real function it is easy to find a Lagrangian in which are contained symmetries and, consequently, the conservation laws corresponding to them.*

Keywords: *function, ordinary differential equation, Lagrangian, functional, conservation law.*

BIBLIOGRAPHY

1. Kosmann-Schwarzbach, Y. The Noether Theorems. Invariance and Conservation Laws in the Twentieth Century / Y. Kosmann-Schwarzbach. – New York: Springer, 2011. – 204 p.
2. Bernshteyn, N.A. O postroyenii dvizheniy / N.A. Bernshteyn. – М.: Kniga po Trebovaniyu, 2012. – 253 s.
3. Lopuszanski, J. The Inverse Variational Problem in Classical Mechanics / J. Lopuszanski. – Singapore: World Scientific Publishing Company, 2009. – 221 p.
4. Nuchchi, M.K. Kak iskat (i nakhodit) lagranzhiany / M.K. Nuchchi // Teoreticheskaya i matematicheskaya fizika. – 2009. – Том 160. – № 1. – С.168–177.
5. Nuchchi, M.K. Posledniy mnozhitel Yakobi, simmetrii Li i skrytaya lineynost: izobiliye «zolotykh rybok» / M.K. Nuchchi // Teoreticheskaya i matematicheskaya fizika. – 2007. – Том 151. – № 3. – С.495–509.

Polyakov Alexander Mikhailovich
Sevastopol State University;
PhD, associate professor of the chair
of Engineering Science and Technical
Mechanics;
A. Kosareva str., 14a, Sevastopol,
Russian Federation;
Phone: +7 978 703 88 26
E-mail: a.m.poljakov@sevsu.ru

Kolesova Marina Alexandrovna
Sevastopol State University;
lecturer of the chair of Higher
Mathematics;
A. Kesaeva str., 7/3, Sevastopol,
Russian Federation;
Phone: +7 978 045 69 82
E-mail: marishaclass@mail.ru

Shtanko Petr Konstantinovich
Zaporizhzhya Yational Technical
University;
PhD, associate professor of the chair
of Mechanics;
Zhukovskogo str., 64, Zaporizhzhya,
Ukraine;
Phone: +38 066 223 93 56
E-mail: mech@zntu.edu.ua

В.В. ПОРОШИН, Д.Ю. БОГОМОЛОВ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕНОСА ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В УЗКОМ ТРЕХМЕРНОМ КАНАЛЕ С ШЕРОХОВАТЫМИ СТЕНКАМИ

Аннотация. Рассмотрена математическая модель теплопереноса в узких каналах с учетом шероховатости их стенок в трехмерной постановке. Описан численный метод решения данной модели. Показаны примеры моделирования для каналов с гладкими стенками и каналов с реальными технологическими шероховатыми стенками.

Ключевые слова: узкий канал, шероховатость поверхности, поток сплошной среды, теплообмен.

Введение.

Исследование процесса тепломассопереноса в мини– и микроканалах теплообменников является одной из важнейших задач прикладной механики, определяющих динамику, надежность и долговечность механических систем. Прикладные аспекты данной проблемы связаны с перспективой применения каналов малого и сверхмалого размера в промышленности для интенсификации тепломассопереноса в компактных теплообменниках криогенных и энергетических устройств, тепловых насосов, аппаратов водородной энергетики и химической технологии, компьютерных систем.

Режимы течения и тепломассопереноса в таких каналах существенно отличаются от процессов, протекающих в каналах большого размера. В связи с небольшими размерами щели, одним из важнейших факторов, оказывающих решающее влияние на процессы тепломассопереноса, становится шероховатость поверхности канала. Исследование процесса теплопереноса в узких каналах с учетом шероховатости их стенок в двухмерной постановке [1] не может дать точных ответов на реальную эволюцию теплового потока сплошной среды.

Цель работы: разработка трехмерной математической модели теплопереноса сплошной среды в узких каналах с учетом шероховатости их стенок. Применение предложенной модели позволит уменьшить гидравлические потери в энергомашинах, снизить утечки в трубопроводах и соединениях, обеспечить условия смазки триботехнических узлов, улучшить функциональные характеристики изделия, прежде всего надежность и долговечность.

Модель течения и теплопереноса. В основе математической модели теплопереноса сплошной среды в узких каналах лежит дискретная математическая модель узкого канала с учетом шероховатости на его поверхностях, представленная на рисунке 1.

Высоты неровностей $h_1(x, y)$ и $h_2(x, y)$ задаются в виде расстояния от неровности до средней плоскости. Значения h_1 и h_2 могут быть получены при трехмерном измерении реальных поверхностей или при искусственном моделировании. Средний зазор между поверхностями H принимается как расстояние между средними плоскостями неровностей. Координаты стенок канала в выбранной системе отсчета и текущий зазор вычисляются как:

$$\begin{aligned} H_1(x, y) &= -H/2 + h_1(x, y), \quad H_2(x, y) = H/2 - h_2(x, y), \\ h_T(x, y) &= H_2(x, y) - H_1(x, y) = H - h_1(x, y) - h_2(x, y) \end{aligned} \quad (1)$$

В дискретном представлении неровности поверхностей задаются на общей координатной сетке с координатами (x_i, y_j) как $(h_1)_{i,j} = h_1(x_i, y_j)$, $(h_2)_{i,j} = h_2(x_i, y_j)$. Шаги сетки в

направлениях x и y являются постоянными ($\Delta x = const$, $\Delta y = const$), хотя могут отличаться друг от друга. Текущий зазор в узлах сетки задается как $(h_T)_{i,j} = h_T(x_i, y_j)$.

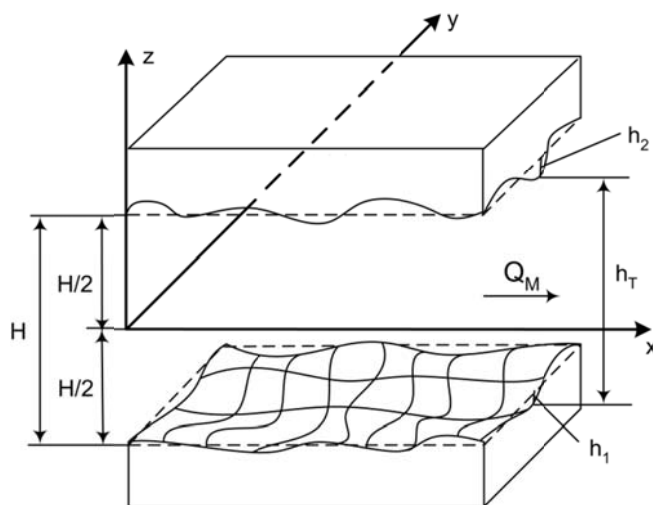


Рисунок 1 – Трехмерная геометрическая модель узкого канала с заданной микротопографией поверхности стенок

Математическая модель теплопереноса в тонком слое узкого канала с учетом шероховатости его поверхности может быть построена на основе приближения Рейнольдса для тонкого смазочного слоя путем добавления к ней уравнения баланса энергии:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(h_T^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h_T^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) &= 0, \\ v_x &= \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (z - H_1)(z - H_2), \quad v_y = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial y} (z - H_1)(z - H_2), \\ \rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial x} v_x + \frac{\partial T}{\partial y} v_y \right) &= \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \end{aligned} \quad (2)$$

где $p(x, y)$ – поле давлений;
 $v(x, y, z)$ – векторное поле скоростей;
 $T(x, y, z)$ – поле температур;
 μ – коэффициент динамической вязкости среды;
 ρ – плотность рабочей среды;
 c_p – теплоемкость среды;
 λ – теплопроводность среды.

Граничные условия для участка трехмерного канала с длиной L и шириной B записываются следующим образом:

- 1) $p(0, y) = p_A$, $p(L, y) = p_B$;
- 2) $T(0, y, z) = T_{in}$;
- 3) $\frac{\partial T(x, 0, z)}{\partial y} = \frac{\partial T(x, B, z)}{\partial y} = 0$;
- 4) $T(x, y, H_1(x, y)) = T_{down}$, $T(x, y, H_2(x, y)) = T_{up}$.

(3)

Вопросы численного решения первое уравнение системы (1) с помощью метода конечных элементов подробно изложены в работе [2]. Дискретное поле скоростей вычисляется

на основе полученного при решении поля давлений с помощью второго и третьего уравнения системы (1).

На последнем этапе решается дифференциальное уравнение баланса энергии. Для его численного решения использовался один из методов расщепления – метод дробных шагов (МДШ). МДШ использует только неявные конечно-разностные операторы, что делает его абсолютно устойчивым в задачах, не содержащих смешанные производные. Метод предполагает последовательное выполнение первого и второго полушагов. На первом полушаге решается задача:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = -c \frac{\partial T}{\partial y} + d \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}, \quad c = \frac{v_y}{v_x}, \quad d = \frac{a}{v_x}, \quad a = \frac{\lambda}{\rho C_p}. \quad (4)$$

На втором полушаге решается задача:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = d \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}, \quad d = \frac{a}{v_x}, \quad a = \frac{\lambda}{\rho C_p}. \quad (5)$$

Пусть индекс i соответствует оси Ox , j – Oy , k – Oz . Тогда схема МДШ имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{T_{i+1/2,j}^k - T_{i,j}^k}{\Delta x} + c_{i,j} \frac{\beta T_{i+1/2,j+1}^k + s T_{i+1/2,j}^k - a T_{i+1/2,j-1}^k - d_{i,j} \frac{T_{i+1/2,j+1}^k - 2T_{i+1/2,j}^k + T_{i+1/2,j-1}^k}{(\Delta y)^2}}{\Delta y} = 0, \\ \frac{T_{i+1,j}^k - T_{i+1/2,j}^k}{\Delta x} - d_{i,j} \frac{T_{i+1,j}^{k+1} - 2T_{i+1,j}^k + T_{i+1,j}^{k-1}}{(\Delta z)^2} = 0, \\ s = \text{sign}(v_y), \alpha = s \left(\frac{s+1}{2} \right), \beta = s \left(\frac{s-1}{2} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

В первом уравнении системы (2) использована неявная противопоточная разностная схема, которая позволяет более точно учесть область зависимости решения. Это вызвано особенностью влияния на решение направления вектора скорости v_y . Во втором уравнении использована чистая неявная схема. С помощью представленных выше схем сначала осуществляются скалярные прогонки в направлении оси Ox , затем в направлении Oy :

$$\begin{aligned} (a_1 - a_4) T_{i+1/2,j+1}^k + (1 + a_2 + 2a_4) T_{i+1/2,j}^k - (a_3 + a_4) T_{i+1/2,j-1}^k = T_{i,j}^k, \\ -T_{i+1,j}^{k-1} + (2 + a_5) T_{i+1,j}^k - T_{i+1,j}^{k+1} = a_5 T_{i+1/2,j}^k, \\ a_1 = \beta \frac{c \Delta x}{\Delta y}, a_2 = s \frac{c \Delta x}{\Delta y}, a_3 = \alpha \frac{c \Delta x}{\Delta y}, a_4 = \frac{d \Delta x}{\Delta y}, a_5 = \frac{(\Delta z)^2}{d \Delta x}. \end{aligned} \quad (7)$$

Для определения влияния трехмерной топографии поверхности на характер теплопереноса была произведена серия численных экспериментов, которые проводились на небольшом характерном участке канала, равном базовой длине оценки шероховатости. Далее полученное влияние шероховатости в виде коэффициента распространялось на весь канал. Практическая реализация предложенных моделей для всей поверхности канала на современном этапе не представляется возможной ввиду существенной разницы масштабов шероховатости и канала. В роли сплошной среды выступала вода при температуре $T_{in} = 293 K = 20^\circ C$ со следующими физическими характеристиками $\mu = 1,002 \text{ мПа} \cdot \text{с}$; $\rho = 998,2 \text{ кг} / \text{м}^3$; $C_p = 4182 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{K})$; $\lambda = 0,590 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{K})$. Граничные условия задавались $p_A = 50 \text{ кПа}$; $p_B = 0 \text{ Па}$; $T_{down} = 320 \text{ K}$; $T_{up} = 320 \text{ K}$ соответственно. Расчеты проводились для трех различных значений среднего зазора в канале – $H = 8 \text{ мкм}$, $H = 10 \text{ мкм}$ и $H = 12 \text{ мкм}$. Длина и ширина канала принимались $L = 0,5 \text{ мм}$, $B = 0,5 \text{ мм}$.

Достоверность разработанной модели была оценена на канале с гладкой стенкой, для которого известны точные результаты [3]. В качестве параметра оценки теплового потока было

выбрано число Нуссельта (Nu), которое характеризует соотношение между интенсивностью теплообмена за счет конвекции и интенсивностью обмена за счет теплопроводности. Для гладкой модели оно равняется $Nu_{st} = 7,541$.

На рисунке 2 можно увидеть полученные тепловые карты для гладкой поверхности для сечений XZ при $y = B/2$ и графики зависимости температуры T от координат x и z при $z = 0$ и $x = dx$ соответственно. При среднем зазоре в 8 мкм тепловой поток так и не достиг конца канала, это можно увидеть из тепловой карты и значения числа Нуссельта, которое намного превышает Nu_{st} . Далее с увеличением среднего зазора пропускная способность канала возрастает, что приводит к возрастанию утечек на конце рассматриваемого канала и интенсивности теплопереноса. При $H = 10$ мкм число Нуссельта равно $Nu = 7,542$, при $H = 12$ мкм – $Nu = 7,454$. Последнее значение говорит нам, что тепловой поток термально развивается по всей длине канала.

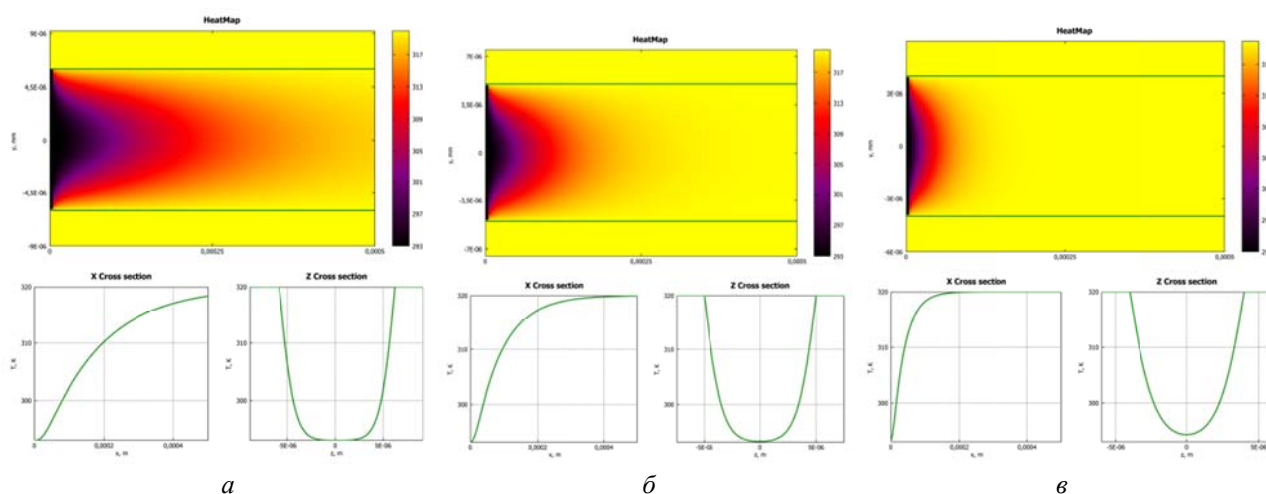


Рисунок 2 – Примеры расчетов для поверхности после электроэрозионной обработки:

a – $H = 8$ мкм, б – $H = 10$ мкм, в – $H = 12$ мкм

На графиках $T(x)$ радиус кривизны линии уменьшается. Это подтверждает тот факт, что тепловой поток термально не успевает установиться при увеличении среднего зазора. Кривые $T(z)$ совпадают с известными результатами для гладкой модели.

Далее исследовалось влияние шероховатости на течение в каналах с естественной шероховатостью стенок. Для сравнения использовались анизотропная поверхность и поверхность с ярко выраженным направлением неровностей, которые ориентировались как вдоль, так и поперек градиента давления после механической обработки (рисунок 3).

На рисунках 4–6 представлены примеры расчетов для поверхностей после механической обработки. По поведению теплового потока канал с анизотропной поверхностью близок к каналу с поверхностью с ярко выраженным направлением неровностей поперек градиента давлений. Но если в первом случае при среднем зазоре в 12 мкм тепловой поток так и не достигает конца канала, то во втором это происходит и число Нуссельта равно $Nu = 10,833$. Кроме того на графиках $T(x)$ радиус кривизны меньше при анизотропной поверхности. Теплоперенос в канале с поверхностью с ярко выраженным направлением неровностей вдоль градиента давлений близок к теплопереносу в канале с гладкими стенками.

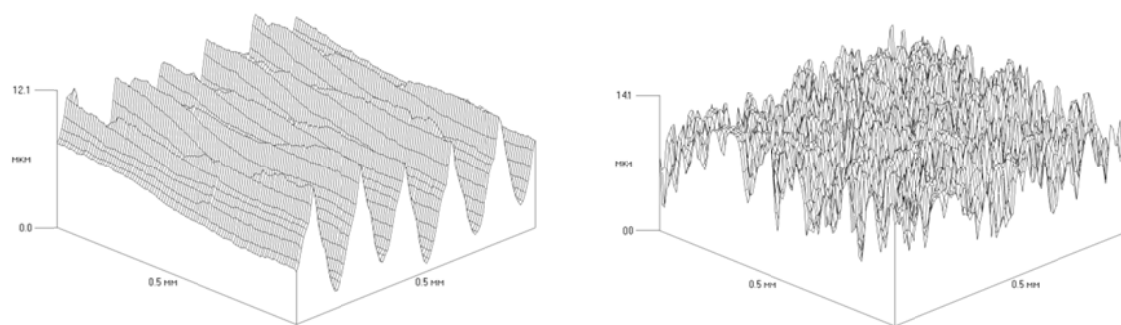


Рисунок 3 – Поверхности после механической обработки

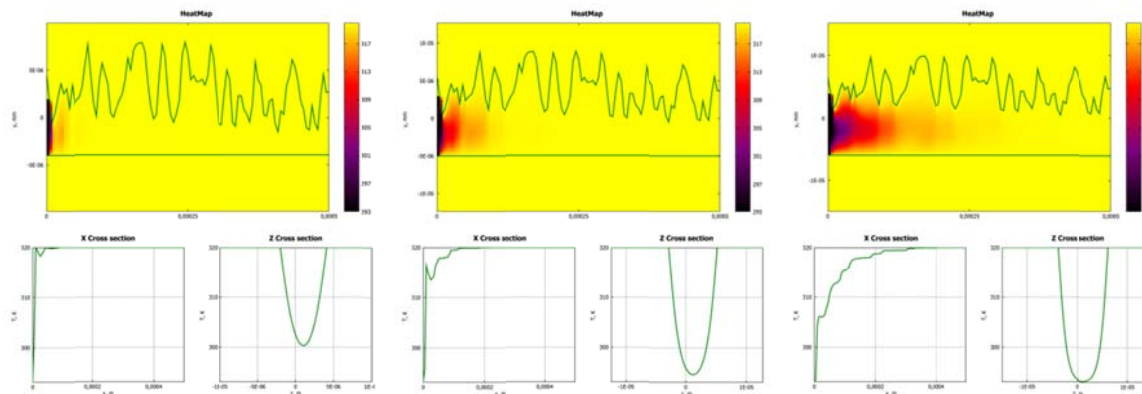


Рисунок 4 – Примеры расчетов для анизотропной поверхности

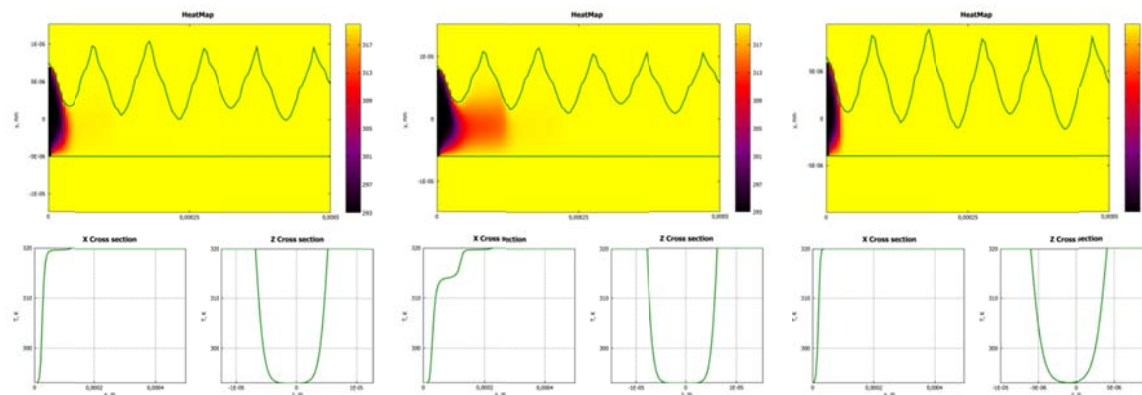


Рисунок 5 – Примеры расчетов для поверхности с неровностями поперек градиента давлений

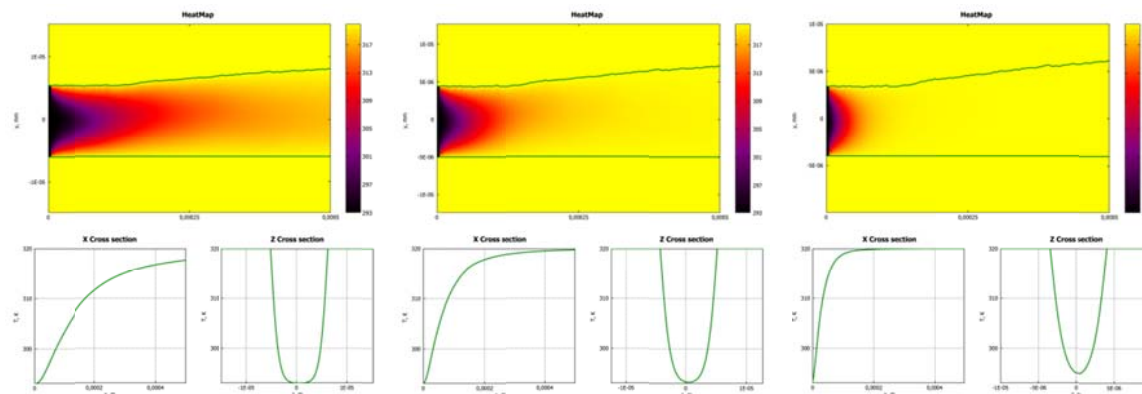


Рисунок 6 – Примеры расчетов для поверхности с неровностями вдоль градиента давлений

Заключение.

Предложенная модель может быть использована для прогнозирования течения и теплообмена в потоке сплошной среды в узких трехмерных каналах с шероховатыми стенками и позволит подобрать оптимальные режимы обработки поверхностей стенок каналов еще на этапе проектирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Порошин, В.В. Математическое моделирование теплопереноса вязкой жидкости в узком двумерном канале с шероховатыми стенками / Богомолов Д.Ю. // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2016. – № 3(317). – С. 57– 63.

2. Богомолов, Д.Ю. Математическое моделирование течения жидкости в щелевых каналах с учетом реальной микротопографии поверхности их стенок / Д.Ю. Богомолов, В.В. Порошин, В.Ю. Радыгин, А.А. Сыромятникова, А.А. Шейпак. – М.: МГИУ, 2010. – 160 с.

4. Rohsenow, W.M. Handbook Of Heat Transfer / W.M. Rohsenow, J.R Hartnett, Y.I. Cho. – MCGRAW-HILL, 1998. – 158 p.

Порошин Валерий Владимирович

АНО ВО «Московский институт экономики и менеджмента (АНО МИЭМ)»,
г. Москва
доктор технических наук, ректор
115211, г. Москва, ул. Борисовские пруды, д.8, к.2.
Тел.: +79161550270
E-mail: vporoshyn@mail.ru

Богомолов Дмитрий Юрьевич

АНО ВО «Московский институт экономики и менеджмента (АНО МИЭМ)»,
г. Москва
кандидат технических наук, доцент кафедры
«Социально-гуманитарных и естественных наук»,
115211, г. Москва, ул. Борисовские пруды, д.8, к.2.
Тел.: +79165075098
E-mail: bogom-ov@mail.ru

V.V. POROSHIN, D.Yu. BOGOMOLOV

ADAPTIVE LOCAL DEFECT FILTER FOR SURFACE TOPOGRAPHY CONTROL OF MECHANICAL SYSTEM ELEMENTS

Abstract. *The mathematical model of fluid flow and heat flux in thin channel of mechanical systems with moving rough walls in the 3D approach is proposed. The numerical method for solving proposed model is described. The examples of heat flux modeling for channels with smooth walls and walls having real measured technological surface roughness are shown.*

Keywords: *thin channel, surface roughness, fluid flow, heat flux.*

BIBLIOGRAPHY

1. Poroshin, V.V. Matematicheskoye modelirovaniye teploperenosa vyazkoy zhidkosti v uzkom dvumernom kanale s sherokhovatymi stenkami / Bogomolov D.YU. // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2016. – № 3(317). – S. 57– 63.

2. Bogomolov, D.YU. Matematicheskoye modelirovaniye techeniya zhidkosti v shchelevykh kanalakh s uchetoм realnoy mikrotopografii poverkhnosti ikh stенок / D.YU. Bogomolov, V.V. Poroshin, V.YU. Radygin, A.A. Syromyatnikova, A.A. Sheypak. – М.: МГИУ, 2010. – 160 s.

4. Rohsenow, W.M. Handbook Of Heat Transfer / W.M. Rohsenow, J.R Hartnett, Y.I. Cho. – MCGRAW-HILL, 1998. – 158 p.

Poroshin Valery Vladimirovich

Autonomous noncommercial institution of high education «Moscow institute of economics and management (ANO MIEM)»,
Doctor of Techn. Science, rector,
115211, Moscow, Borisovskie prudy, 8, b.2.
Tel.: +79161550270
E-mail: vporoshyn@mail.ru

Bogomolov Dmitry Yuryevich

Autonomous noncommercial institution of high education
«Moscow institute of economics and management (ANO MIEM)»,
PhD, associate professor of «Social-humanitarian and natural sciences »,
115211, Moscow, Borisovskie prudy, 8, b.2.
Tel.: +79165075098
E-mail: bogom-ov@mail.ru

В.Д. СУЛИМОВ, П.М. ШКАПОВ, А.В. СУЛИМОВ

УСТОЙЧИВОСТЬ ПО ЯКОБИ И ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ДИАГНОСТИКА ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГИБРИДНЫХ АЛГОРИТМОВ

Аннотация. Рассматриваются вопросы устойчивости по Якоби динамических систем в рамках теории Косамби–Картана–Черна. Эволюцию системы описывают в геометрических терминах, представляя ее как геодезическую в финслеровом пространстве. Определяются геометрические инварианты исследуемой системы. Собственные значения второго инварианта дают оценку устойчивости системы по Якоби. Формулируется задача вычислительной диагностики системы по заданным собственным значениям тензора кривизны отклонения. Критериальные функции предполагаются непрерывными, липшицевыми, многоэкстремальными, не обязательно всюду дифференцируемыми. При поиске глобальных решений используются новые гибридные алгоритмы, объединяющие стохастический кратный алгоритм столкновения частиц (сканирование пространства переменных) и детерминированные методы локального поиска. В первом алгоритме локальный поиск реализуется модифицированным симплекс–методом Нелдера–Мида. Во втором алгоритме при локальном поиске вводятся двухпараметрические сглаживающие аппроксимации критериальной функции. Приводится численный пример коррекции параметров и вычислительной диагностики системы Лоренца.

Ключевые слова: динамическая система, устойчивость по Якоби, геометрический инвариант, критериальная функция, глобальная оптимизация, гибридный алгоритм, система Лоренца.

Введение.

При исследовании устойчивости динамических систем широко применяют метод Ляпунова [1]. Альтернативным является подход с использованием теории Косамби–Картана–Черна (теории ККЧ) [2]. В основу положена идея существования взаимно–однозначного соответствия между динамической системой второго порядка и уравнениями геодезических в ассоциированном финслеровом пространстве [3]. В рамках подхода вводится геометрическое описание динамической системы и определяются пять геометрических инвариантов системы. Второй инвариант (называемый тензором кривизны отклонения) позволяет дать оценку устойчивости по Якоби исследуемой системы. Устойчивость (глобальная и локальная) непрерывно эволюционирующих динамических систем в аспекте геометрического описания систем рассматривалась в работе [4]. Подробный анализ динамической системы Лоренца в рамках теории ККЧ представлен в работе [5]. Предварительно уравнения динамической системы приводятся к системе двух нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка. Далее определяются геометрические инварианты, связанные с этой системой. Получены в явном виде компоненты тензора кривизны отклонения и собственные значения тензора. Исследована устойчивость по Якоби точек равновесия системы Лоренца и сформулированы условия устойчивости указанных точек. Следует отметить, что к числу актуальных приложений подхода относятся, например, оптимальное управление механическими системами, биологические системы, математические модели звездной динамики и космологии [6–10].

Рассматривается задача вычислительной диагностики для геометрических моделей динамических систем. В качестве диагностической информации используются собственные значения тензора кривизны отклонения исследуемой системы, которые могут быть получены при обработке экспериментальных данных. Критерий рассогласования соответствующей обратной задачи на собственные значения формулируется по результатам сравнения двух собственных спектров: соответствующего текущим параметрам системы и полученного при обработке результатов измерений. Решение определяется с использованием оптимизационного подхода. При постановке обратных задач вычислительной диагностики необходимо учитывать ряд важных особенностей, таких как корректность постановки задачи, неполнота косвенной информации, наличие в спектрах кратных собственных значений, зашумленность измеряемых данных и др. [11, 12]. Как следствие, критериальные

функции обратных задач являются в общем случае непрерывными, многоэкстремальными и не всюду дифференцируемыми. Ввиду естественной ограниченности энергии изменений в системе отношения приращений критериальных функций к приращениям аргументов не превышают некоторого порогового значения, описываемого с помощью константы Липшица. На практике при вычислении каждого текущего значения критериальной функции в точках допустимой области могут потребоваться значительные вычислительные ресурсы. Этим обусловлена актуальность разработки эффективных алгоритмов решения обратных задач вычислительной диагностики с использованием методов глобальной недифференцируемой оптимизации.

Во втором разделе представлены математические модели динамических систем, описываемых в терминах теории ККЧ. Для системы Лоренца приведены результаты аналитического определения собственных значений тензора кривизны отклонения, полученные в работе [5]. В третьем разделе формулируется обратная задача вычислительной диагностики: требуется определить параметры динамической системы по ограниченному спектру собственных значений тензора кривизны отклонения. Предполагается, что диагностическая информация в общем случае может быть неполной, спектры тензоров содержат кратные собственные значения, шумы отсутствуют. Четвертый раздел содержит описание гибридных алгоритмов глобальной оптимизации, интегрирующих стохастический алгоритм сканирования пространства переменных и процедуры локального поиска. В пятом разделе приведены результаты численного решения модельной задачи вычислительной диагностики системы Лоренца с использованием гибридных алгоритмов оптимизации.

Математические модели. Предполагается, что переменные динамической системы x^i , $i=1, 2, \dots, n$, определены на действительном, гладком n -мерном многообразии M ; касательное расслоение многообразия M обозначается как TM . Часто M понимают как \mathbb{R}^n , $M = \mathbb{R}^n$, тогда, соответственно, $TM = T\mathbb{R}^n = \mathbb{R}^n$ [4]. Рассматривается подмножество Ω евклидова $(2n+1)$ -мерного пространства $\mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^1$. На подмножестве Ω вводится $(2n+1)$ -мерная система координат (x^i, y^i, t) , $i=1, 2, \dots, n$, где $(y^i) = (y^1, y^2, \dots, y^n)$, t – время; при этом

$$y^i = \left(\frac{dx^1}{dt}, \frac{dx^2}{dt}, \dots, \frac{dx^n}{dt} \right).$$

Во многих случаях уравнения движения динамической системы могут быть получены с использованием функции Лагранжа $L: TM \rightarrow \mathbb{R}$ и уравнений Эйлера–Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial y^i} - \frac{\partial L}{\partial x^i} = F_i, \quad i=1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

где (применительно к механическим системам) F_i , $i=1, 2, \dots, n$, представляют внешние силы.

Если лагранжиан L – регулярный, то уравнения Эйлера–Лагранжа (1) эквивалентны следующей системе обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка [4]

$$\frac{d^2 x^i}{dt^2} + 2G^i(x^i, y^i, t) = 0, \quad i \in \{1, 2, \dots, n\};$$

здесь каждая функция $G^i(x^i, y^i, t)$ имеет класс гладкости C^∞ в окрестности некоторых начальных условий (x_0, y_0, t_0) на Ω (функции $G^i(x^i, y^i, t)$ определены в локальной системе координат на TM).

Далее рассматривается применение теории ККЧ к системе дифференциальных уравнений, связанных с механикой жидкости. Исследуется система Лоренца, описываемая системой трех нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений [13]

$$\frac{1}{\sigma} \frac{dX}{dt} = -X + Y, \quad (2)$$

$$\frac{dY}{dt} = -XZ + \rho X - Y, \quad (3)$$

$$\frac{dX}{dt} = XY - \beta Z, \quad (4)$$

где σ, ρ, β – некоторые свободные параметры.

С математической точки зрения эти обыкновенные дифференциальные уравнения представляют аппроксимацию системы дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих конвекцию с конечной амплитудой в слое жидкости, подогреваемой снизу. Решение может быть получено, если неизвестные функции в уравнениях в частных производных разложены в ряды Фурье, и все результирующие коэффициенты Фурье, за исключением трех, заданы равными нулю. Параметры σ, ρ и β интерпретируются с физической точки зрения как число Прандтля, нормализованное (надлежащим образом) число Рэлея и число длины волны соответственно. Хотя система уравнений Лоренца является детерминированной, ее решение демонстрирует хаотическое поведение при $\rho > \sigma(\sigma + \beta + 3)/(\sigma - \beta - 1)$ и $\sigma > \beta + 1$ [13].

Согласно (2),

$$Y = X + \frac{1}{\sigma} \frac{dX}{dt}. \quad (5)$$

После подстановки (5) в (3) получается

$$\ddot{X} + (1 + \sigma)\dot{X} + \sigma XZ + \sigma(1 - \rho)X = 0 \quad (6).$$

Дифференцирование уравнения (4) по времени дает

$$\ddot{Z} = \dot{X}Y + X\dot{Y} - \beta\dot{Z} = \dot{X}\left(X + \frac{1}{\sigma}X\right) + X\left(\dot{X} + \frac{1}{\sigma}\ddot{X}\right) - \beta\left[X\left(X + \frac{1}{\sigma}X\right) - \beta Z\right]. \quad (7)$$

Из уравнения (7) с учетом (6) следует

$$\ddot{Z} + \left(\frac{1 + \sigma}{\sigma} + \frac{\beta}{\sigma} - 2\right)X\dot{X} - \frac{1}{\sigma}\dot{X}^2 + (1 - \rho + \beta)X^2 + X^2Z - \beta^2Z = 0.$$

После ввода обозначений

$$X = X^1, \quad \dot{X} = Y^1, \quad Z = X^2, \quad \dot{Z} = Y^2, \quad Y = X^3,$$

система Лоренца может быть представлена в эквивалентной форме как система дифференциальных уравнений второго порядка

$$\frac{d^2 X^1}{dt^2} + (1 + \sigma)Y^1 + \sigma X^1 X^2 + \sigma(1 - \rho)X^1 = 0, \quad (8)$$

$$\frac{d^2 X^2}{dt^2} + \left(\frac{1 + \sigma}{\sigma} + \frac{\beta}{\sigma} - 2\right)X^1 Y^1 - \frac{1}{\sigma}(Y^1)^2 + (1 - \rho + \beta)(X^1)^2 + (X^1)^2 X^2 - \beta^2 X^2 = 0. \quad (9)$$

Если X^1 и X^2 известны, то переменная X^3 может быть определена в виде

$$X^3 = X^1 + \frac{1}{\sigma} Y^1.$$

Итак, система Лоренца представлена двумя дифференциальными уравнениями в виде

$$\frac{d^2 X^i}{dt^2} + 2G^i(X^i, Y^i) = 0, \quad i = 1, 2.$$

Из (8) и (9) непосредственно следует

$$G^1(X^1, X^2, Y^1) = \frac{1}{2}[(1 + \sigma)Y^1 + \sigma X^1 X^2 + \sigma(1 - \rho)X^1],$$

$$G^2(X^1, X^2, Y^1) = \frac{1}{2}\left[\left(\frac{1 + \sigma}{\sigma} + \frac{\beta}{\sigma} - 2\right)X^1 Y^1 - \frac{1}{\sigma}(Y^1)^2 + (1 - \rho + \beta)(X^1)^2 + (X^1)^2 X^2 - \beta^2 X^2\right].$$

Теперь могут быть найдены компоненты нелинейной связности и связности Бервальда, после чего компоненты тензора кривизны отклонения системы Лоренца определяются в виде [5]

$$P_1^1 = -\sigma X^2 - \sigma(1 - \rho) + \frac{1}{4}(1 + \sigma)^2,$$

$$P_2^1 = -\sigma X^1,$$

$$P_1^2 = \left(1 - \frac{\beta}{2\sigma}\right) Y^1 + \left[\frac{1 - \sigma^2 - 7\beta\sigma + \beta + 4(\rho - 1)\sigma}{4\sigma} \right] X^1 - X^1 X^2,$$

$$P_2^2 = -\left(X^1\right)^2 + \beta^2.$$

В аспекте анализа устойчивости по Якоби в работе [5] указаны следующие точки равновесия системы Лоренца: $S_0(0, 0, 0)$, если $\rho \leq 1$, а также $S_+[\sqrt{\beta(\rho - 1)}, \sqrt{\beta(\rho - 1)}, \rho - 1]$ и $S_-[-\sqrt{\beta(\rho - 1)}, -\sqrt{\beta(\rho - 1)}, \rho - 1]$, если $\rho > 1$. Далее рассматривается точка равновесия S_+ , $\rho > 1$. Соответственно компоненты тензора кривизны отклонения определяются в виде:

$$P_1^1(S_+) = \frac{1}{4}(1 + \sigma)^2,$$

$$P_2^1(S_+) = -\sigma\sqrt{\beta(\rho - 1)},$$

$$P_1^2(S_+) = \frac{\sqrt{\beta(\rho - 1)}[(-7\sigma + 1)\beta - \sigma^2 + 1]}{4\sigma},$$

$$P_2^2(S_+) = \beta^2 - \beta(\rho - 1).$$

Аналитические выражения для собственных значений тензора кривизны отклонения в рассматриваемой точке равновесия имеют вид

$$\lambda_+(S_+) = \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{\beta(\beta - \rho + 1) + \frac{1}{4}(\sigma + 1)^2 + \beta(\rho - 1)[\beta(7\sigma - 1) + \sigma^2 - 1]} + \right. \\ \left. + \beta(\beta - \rho + 1) + \frac{1}{4}(\sigma + 1)^2 \right\},$$

$$\lambda_-(S_+) = \frac{1}{2} \left\{ -\sqrt{\beta(\beta - \rho + 1) + \frac{1}{4}(\sigma + 1)^2 + \beta(\rho - 1)[\beta(7\sigma - 1) + \sigma^2 - 1]} + \right. \\ \left. + \beta(\beta - \rho + 1) + \frac{1}{4}(\sigma + 1)^2 \right\}.$$

Теперь может быть сформулировано утверждение, характеризующее свойства точек равновесия рассматриваемой системы в смысле Якоби.

Теорема [5]. Если свободные параметры β , $\rho > 1$ и σ системы Лоренца удовлетворяют одновременно условиям

$$\beta(\beta - \rho + 1) + \frac{1}{4}(\sigma + 1)^2 < 0$$

и

$$\frac{1}{4}\beta\{\beta[-7\rho\sigma + \rho + \sigma(\sigma + 9)] - 2\sigma(\rho - 1)(\sigma + 1)\} > 0,$$

то точки равновесия $S_+[\sqrt{\beta(\rho - 1)}, \rho - 1]$ и $S_-[-\sqrt{\beta(\rho - 1)}, \rho - 1]$ системы Лоренца устойчивы по Якоби; в противном случае эти точки равновесия неустойчивы по Якоби.

Постановка обратной задачи. Рассматривается обратная задача вычислительной диагностики, которая в рамках выбранной математической модели описывается операторным уравнением

$$Ax = y, \quad x \in X, \quad y \in Y,$$

где X, Y – гильбертовы пространства; A – компактный линейный оператор, действующий из X в Y . Правая часть возмущенного операторного уравнения представляет приближенные входные данные y^δ , определенные из эксперимента. Предполагается, что погрешность задания входной информации δ известна и имеет место $\|y^\delta - y\| \leq \delta$. Требуется определить устойчивые приближенные решения по заданной приближенной информации y^δ .

Существенно, что во многих приложениях обратные задачи являются некорректно поставленными. Далее реализуется подход, основанный на методе регуляризации [11].

Приближенное решение рассматриваемой обратной задачи связано с поиском минимума функционала Тихонова:

$$x_{\alpha}^{\delta} = \arg \min_{x \in X} J_{\alpha}(x), \quad \alpha > 0;$$

здесь x_{α}^{δ} – регуляризованное решение уравнения $Ax = y^{\delta}$ с параметром регуляризации α ; при этом минимизируемый функционал определен в виде

$$J_{\alpha}(x) = \|Ax - y^{\delta}\|_Y^2 + \alpha \|x\|_X^2,$$

где $\|Ax - y^{\delta}\|_Y^2$ – функционал невязки (квадрат нормы в пространстве Y); $\alpha \|x\|_X^2$ – стабилизирующий функционал.

Реализуемый метод называется сходящимся методом регуляризации, если выполнено условие

$$\sup_{\|y^{\delta} - y\| \leq \delta} \|R_{\alpha} y^{\delta} - x\| \rightarrow 0 \quad \text{при } \delta \rightarrow 0;$$

здесь введено семейство линейных ограниченных операторов $R_{\alpha} : Y \rightarrow X$, с параметром регуляризации $\alpha > 0$, таких, что

$$\lim_{\alpha \rightarrow 0} R_{\alpha} Ax = x \quad \forall x \in X.$$

При использовании заданной *a priori* информации $x \in X_1 \subset X$, погрешность решения в наихудшем случае составляет [11]

$$\Delta(\delta, X_1, R_{\alpha}) = \sup \{ \|R_{\alpha} y^{\delta} - x\| : x \in X_1, y \in Y, \|y^{\delta} - y\| \leq \delta \}.$$

Кроме того, для любого $R_{\alpha}(0) = 0$ имеет место

$$\Delta(\delta, X_1, R_{\alpha}) \geq \Delta_0(\delta, X_1),$$

где

$$\Delta_0(\delta, X_1) = \sup \{ \|x\| : x \in X_1, \|Ax\| \leq \delta \}.$$

Задача вычислительной диагностики системы, как обратная задача на собственные значения тензора кривизны отклонения, связана с поиском вектора переменных управления, при котором первые N собственных значений тензора совпадают с составляющими некоторого заданного ограниченного спектра или достаточно близки к ним. Для оценки уровня рассогласования сравниваемых спектров используется векторный способ описания. Возможные подходы основаны на минимизации квадратичной функции рассогласования или минимизации максимальной из функций рассогласования спектральных составляющих. Так, для попарно сравниваемых спектральных составляющих может быть построено следующее конечное множество критериев рассогласования

$$f_i(x) = |\lambda_i(x) - \lambda_i^*(x)|, \quad x \in X \subset \mathbb{R}^n, i \in J,$$

где $\lambda_i(x), \lambda_i^*(x)$ – собственные значения, относящиеся к исходному (текущему) и заданному спектрам;

X – вектор переменных управления;

X – допустимая область;

n – размерность задачи;

$J = \{1, \dots, n\}$;

через \mathbb{R}^n обозначено n -мерное вещественное линейное пространство. Необходимо найти такой вектор переменных управления, который приводит к наименьшим отличиям

между сравниваемыми спектрами, т.е. следует произвести настройку модели объекта на заданный спектр.

Задача диагностирования формулируется в следующем виде: определить вектор переменных управления $x \in X$, который минимизирует максимальное значение критерия рассогласования, т.е. требуется найти

$$\min_{x \in X \subset \mathbb{R}^n} \max_{i \in I} \{f_i(x)\}. \quad (P)$$

Решением сформулированной дискретной минимаксной задачи (P) является такой вектор $x^* = (x_1^*, \dots, x_n^*)^T$, принадлежащий множеству допустимых значений, при котором скалярная критериальная функция $f(x) = \max \{f_1(x), \dots, f_N(x)\}$ принимает минимальное значение. В случае, когда $f(x^*) = 0$, спектр собственных значений тензора полностью совпадает с заданным спектром по N низшим составляющим. Последнее условие вследствие неполноты экспериментальных данных и погрешностей, полученных при измерениях, не выполняется. Ниже рассматривается регуляризованная задача $(P)_\alpha$ с многоэкстремальной не всюду дифференцируемой критериальной функцией $f(x)$ и параметром регуляризации $\alpha > 0$.

В обобщение постановок экстремальных задач вычислительной диагностики, далее формулируется следующая задача глобальной оптимизации: требуется найти

$$f(x^*) = \min_{x \in X \subset \mathbb{R}^n} f(x), \quad (10)$$

где

$$X = \{x \in D : g_i(x) \leq 0, i \in I\}, \quad (11)$$

$$D = \{x \in \mathbb{R}^n : a_j \leq x_j \leq b_j, j \in J\}, \quad (12)$$

и использованы обозначения: $f(x)$ – целевая функция; $g_i(x)$ – функции ограничений задачи, $i \in I$; $I = \{1, \dots, m\}$ – конечное множество индексов; D – область поиска; x^* – глобальное решение. Функции $f(x)$, $g_i(x)$, $i \in I$, задачи (10)–(12) предполагаются непрерывными липшицевыми.

Предполагается также, что действительная функция $f: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ является многоэкстремальной, не всюду дифференцируемой и для нее задана вычислительная процедура, позволяющая определять значения функции в точках допустимой области. Необходимо также учесть возможную высокую трудоемкость вычисления критериальных функций, что может потребовать значительных вычислительных ресурсов.

Гибридные алгоритмы. Обзор практических методов глобальной оптимизации дан в работе [14]. Следует отметить, что эффективность детерминированных методов глобальной оптимизации существенно ограничена размерностью экстремальной задачи. Структуры алгоритмов глобальной минимизации, представленных ниже, построены на основе стохастического алгоритма М–РСА [15], объединенного с процедурами поиска локальных минимумов не всюду дифференцируемых функций. Работа современного алгоритма глобальной оптимизации М–РСА основана на использовании аналогии с физическими процессами абсорбции и рассеяния частиц при ядерных реакциях. В простейшей версии алгоритма для исследования области поиска используется одна частица. На начальном шаге выбирается пробное решение (Old_Config), которое затем модифицируется посредством стохастического возмущения (Perturbation()), что позволяет найти новое решение (New_Config). С помощью функции Fitness() дается сравнительная оценка нового и предыдущего решений, на основании которой новое решение может быть принято или отвергнуто. Если новое решение отвергнуто, то происходит переход к функции Scattering(), реализующей схему Метрополиса. Для сканирования области, перспективной на минимум, применяются функции Perturbation() и Small_Perturbation(). Новое решение принимается, если оно лучше предыдущего (абсорбция); если найденное решение хуже предыдущего, то происходит переход в отдаленную область пространства поиска (рассеяние), что позволяет

преодолевать локальные минимумы. Эффективность описанного поиска глобального решения алгоритмом значительно повышается за счет одновременного использования большого числа частиц. Такой подход реализует алгоритм М-РСА, который непосредственно ориентирован на применение в среде параллельных вычислений. Наилучшее решение определяется с учетом данных о всех частицах, участвующих в процессе. Единственным задаваемым параметром для алгоритма М-РСА является число итераций.

Реализованы новые гибридные алгоритмы, интегрирующие алгоритм М-РСА и детерминированные алгоритмы локальной минимизации [16]. Решение подзадачи локального поиска для не всюду дифференцируемой критериальной функции можно получить с помощью методов, не использующих производные. В работе [17] представлен модифицированный вариант симплекс-метода Нелдера-Мида. При этом алгоритм, реализующий модифицированный метод Нелдера-Мида, является робастным для задач с разрывными или зашумленными критериальными функциями. Отмечена более высокая вычислительная эффективность модифицированной версии метода по сравнению с классической. Первый предложенный гибридный алгоритм М-РСАМNM объединяет стохастический алгоритм М-РСА (общий поиск в пространстве переменных) и модифицированный симплекс-метод Нелдера-Мида (локальный поиск). Ниже приведен фрагмент псевдокода гибридного алгоритма М-РСАМNM.

```

1. Generate an initial solution Old_Config
   Best_Fitness = Fitness (Old_Config)
   Update Blackboard
   For n = 0 to # of particles
     For n = 0 to # of iterations
       Update Blackboard
       Perturbation ( )
         If Fitness (New_Config) > Fitness (Old_Config)
           If Fitness (New_Config) > Best_Fitness
             Best_Fitness := Fitness (New_Config)
           End If
         Old_Config := New_Config
         Exploration ( )
       Else
         Scattering ( )
       End If
     End For
   End For
2. Exploration ( )
   For n = 0 to # of iterations
     Small_Perturbation ( )
     Local search
       using Modified Nelder-Mead Simplex Method
       Check stopping criterion:
       Find global solution Best_Fitness
       Else continue
       If Fitness (New_Config) > Best_Fitness
         Best_Fitness := Fitness (New_Config)
       End If
       Old_Config := New_Config
     End For
   Return
3. Scattering ( )
   p_scatt = 1 - (Fitness (New_Config)) / (Best_Fitness)
   If p_scatt > random(0, 1)
     Old_Config := random solution
   Else
     Exploration ( )
   End If
   Return

```

В состав алгоритма М-PCAMNM входят также стандартные процедуры Perturbation() и Small_Perturbation() [15]. Второй гибридный алгоритм М-PCALMSI, объединяющий стохастический алгоритм М-PCA и детерминированный метод линеаризации для сглаживающих аппроксимаций критериальных функций LMSI, используемый при локальном поиске, представлен в работе [18].

Численный пример. Предполагается, что по результатам анализа экспериментальных данных для системы Лоренца установлены следующие приближенные собственные значения тензора кривизны отклонения: $\lambda_+^* \approx 68.5$; $\lambda_-^* \approx -103.0$. Приведенная косвенная информация, полученная моделированием системы Лоренца при стандартных значениях ее параметров, представляет входные данные для решения обратной задачи. Относительная погрешность входных данных не превышает 0,1%. Требуется восстановить значения параметров системы по известным λ_+^* и λ_-^* . Переменными управления являются относительные (определяемые в %) величины x_1, x_2, x_3 , соответствующие искомым параметрам σ, ρ, β . Критериальная функция рассматриваемой обратной задачи определена в виде

$$F(x) = \sum_{i=1}^2 \gamma_i f_i^2(x) + \alpha \|x\|_2^2,$$

где $\gamma_i, f_i(x)$ – весовой коэффициент и частный критерий, соответствующие i -му собственному значению λ_i : $\lambda_1(x) = \lambda_+(x)$, $\lambda_2(x) = \lambda_-(x)$; $f_i(x) = (\lambda_i^* - \lambda_i(x))$, $i = 1, 2$; α – параметр регуляризации; $x \in \mathbb{R}^3$.

При решении используется гибридный алгоритм М-PCAMNM. Изменение переменных управления x_i , $i = 1, 3$, при возрастании числа итераций в заключительной фазе локального поиска показано на рисунке 1; соответствующее изменение значений критериальной функции представлено на рисунке 2. По завершении девятнадцати итераций получено: $F(x^{19}) \approx 0,5879$; $x_1^{19} \approx 70,27\%$, $x_2^{19} \approx 71,14\%$, $x_3^{19} \approx 66,47\%$. Восстановленные приближенные значения параметров системы соответственно равны: $\sigma \approx 9,9698$; $\rho \approx 27,805$; $\beta \approx 2,6607$. Наибольшая относительная погрешность решения (определяется восстановленным значением геометрического параметра ρ) здесь не превышает 1,5%. Можно также констатировать хорошую согласованность точности полученного приближенного решения обратной задачи (обусловленную в том числе выбором значений параметра регуляризации α) и заданной входной информации.

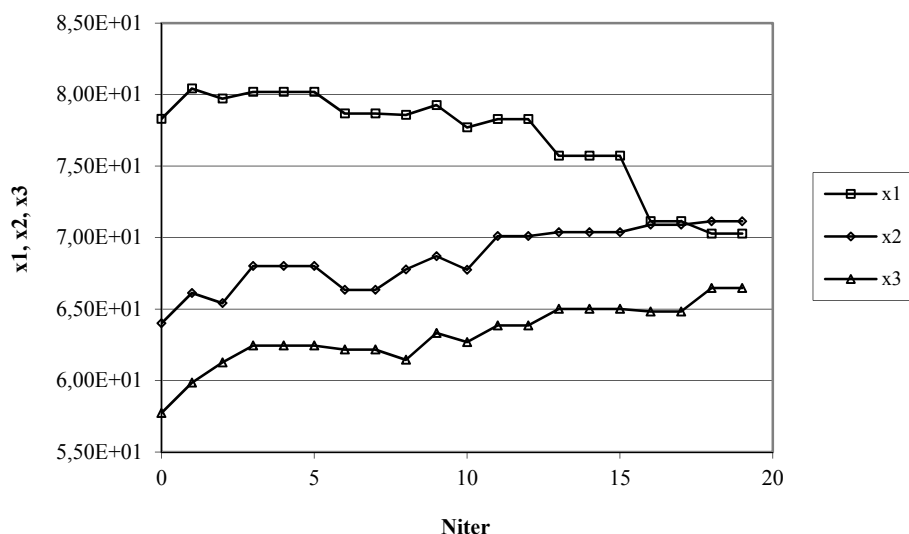


Рисунок 1 – Изменение значений переменных управления x_i , $i = 1, 3$, с ростом числа итераций N_{iter}

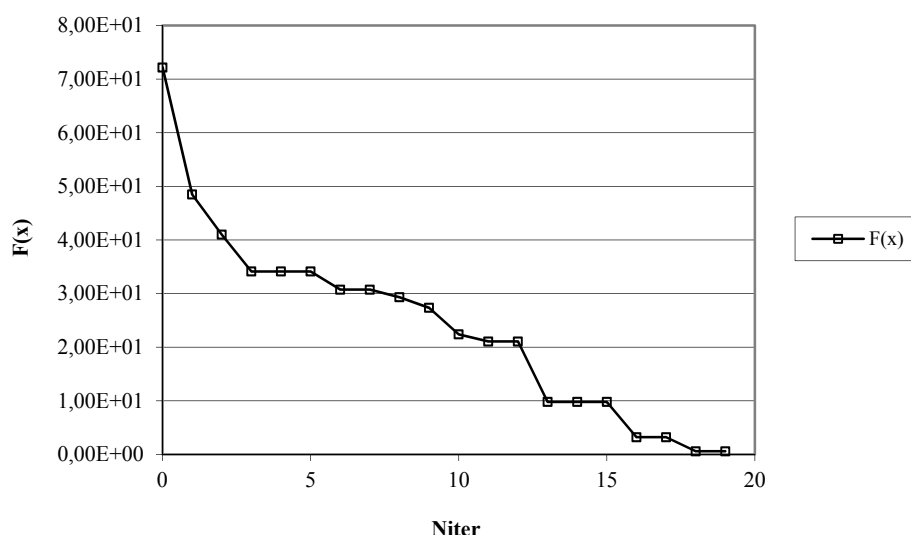


Рисунок 2 – Изменение значений критериальной функции $F(x)$ с ростом числа итераций N_{iter}

Итак, вычислены параметры системы Лоренца, значения которых близки к стандартным: $\sigma^* = 10$, $\rho^* = 28$, $\beta^* = 2, (6)$. Следует отметить, что при указанных значениях параметров все точки равновесия системы неустойчивы по Якоби [5].

Заключение.

Рассмотрены вопросы устойчивости по Якоби динамических систем, связанные в рамках теории Косамби–Картана–Черна с определением второго геометрического инварианта. Предложена методика восстановления характеристик систем по собственным значениям тензора кривизны отклонения. При решении обратной задачи вычислительной диагностики используется оптимизационный подход. Представлены новые гибридные алгоритмы глобальной оптимизации, реализованные в виде программного обеспечения. Проведено модельное восстановление характеристик системы Лоренца. Точность полученного приближенного решения согласована с точностью задания входной информации, определенной по результатам анализа экспериментальных данных.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степаньянц, Г.А. Теория динамических систем: учеб. пособие / Г.А. Степаньянц. – М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2010. – 312 с.
2. Udriște, C. Jacobi stability and geometric dynamics / C. Udriște, C., I.R. Nicola // Journal of Dynamic Systems and Geometrical Theories. – 2007. – Vol. 5, № 1. – P. 85–95.
3. Harko, T. Kosambi–Cartan–Chern (KCC) theory for higher order dynamical systems / T Harko, P Pantaragphong, S.V. Sabau // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. – 2016. – V. 13, № 2. – 1656014 (24 pages).
4. Punzi, R., Wohlfarth M.N.R. Geometry and stability of dynamical systems / R. Punzi, M.N.R Wohlfarth // Physical Review E. – 2009. – V. 79, № 4. – 046606 (22 pages).
5. Harko, T., Ho C.Y., Leung C.S., Yip S. Jacobi stability analysis of the Lorenz system / T Harko, C.Y. Ho, C.S. Leung C.S., S. Yip // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. – 2015. – V. 12, № 7. – 1550081 (23 pages).
6. Bloch, A.M. Neighboring external optimal control for mechanical systems on Riemannian manifolds / A.M. Bloch, F. Gupta, I.V. Kolmanovsky // Journal of Geometric Mechanics. – 2016. – V. 8, № 3. – P. 257–272.
7. Sabau, S.V. Systems biology and deviation curvature tensor / S.V. Sabau // Nonlinear Analysis: Real World Applications. – 2005. – V. 6, № 3. – P. 563–587.
8. Ciraolo, G. Geometry of chaos in models of stellar dynamics / G Ciraolo, M. Pettini // Celestial Mechanics and Dynamical Astronomy. – 2002. – V. 83, № 1. – P. 171–190.
9. Böhmer, C.G. Jacobi stability analysis of dynamical systems – applications in gravitation and cosmology / C.G. Böhmer, T. Harko, S.V. Sabau // Advances in Theoretical and Mathematical Physics. – 2012. – V. 16, № 4. – P. 1145–1196.

10. Lake, M.J. Dynamical behavior and Jacobi stability analysis of wound strings / M.J. Lake, T Harko // European Physical Journal C. – 2016. – V. 76, № 6. – 331 (26 pages).
11. Kirsch, A. An introduction to the mathematical theory of inverse problems. 2nd edition / A. Kirsch. – New York et al.: Springer, 2011. – XIV+308 p.
12. Goncharsky, A.V. Supercomputer technologies in inverse problems of ultrasound tomography / A.V. Goncharsky, S.Y. Romanov // Inverse Problems. – 2013. – V. 29, № 7. – P. 1–22.
13. Lorenz, E.N. Deterministic nonperiodic flow / E.N. Lorenz // Journal of the Atmospheric Sciences. – 1963. – V. 20, № 1. – P. 130–141.
14. Floudas, C.A. A review of recent advances in global optimization / C.A. Floudas, C.E. Gounaris // Journal of Global Optimization. – 2009. – V. 45, № 1. – P. 3–38.
15. Luz, E.F.P. A new multi-particle collision algorithm for optimization in a high performance environment / E.F.P. Luz, J.C. Becceneri, H.F. de Campos Velho // Journal of Computational Interdisciplinary Sciences, 2008. – V. 1. – P. 3–10.
16. Sulimov, V.D. Application of hybrid algorithms to computational diagnostic problems for hydromechanical systems / V.D. Sulimov, P.M. Shkapov // Journal of Mechanics Engineering and Automation. – 2012. – V. 2, № 12. – P. 734–741.
17. Xiao, H.F. Multi-direction-based Nelder–Mead method / H.F. Xiao, J.A. Duan // Optimization: A Journal of Mathematical Programming and Operations Research. – 2014. – V. 63, № 7. – P. 1005–1026.
18. Сулимов, В.Д. Оптимизация сингулярных чисел матриц, зависящих от параметров, с использованием гибридных алгоритмов / В.Д. Сулимов, П.М. Шкапов, А.В. Сулимов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Естественные науки». – 2016, № 5 (68). – С. 46–66.

Сулимов Валерий Дмитриевич

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Старший преподаватель кафедры «Теоретическая механика» им. проф. Н.Е. Жуковского
105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, 5
Тел. 8-499-263-64-96
E-mail: spm@bmstu.ru

Шкапов Павел Михайлович

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Доктор технических наук, зав. кафедрой «Теоретическая механика» им. проф. Н.Е. Жуковского
105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, 5
Тел. 8-499-263-69-69
E-mail: spm2@bk.ru

Сулимов Андрей Валерьевич

Филиал Московского государственного университета им. М.В. Ломоносова, г. Севастополь
Старший специалист по учебно-методической работе практикума по физике
299001, г. Севастополь, ул. Героев Севастополя, 7
Тел. +7-(8692)-40-18-27
E-mail: avs7@yandex.ru

V.D. SULIMOV, P.M. SHKAPOV, A.V. SULIMOV

JACOBI STABILITY AND COMPUTATIONAL DIAGNOSTICS OF DYNAMICAL SYSTEMS USING HYBRID ALGORITHMS

Abstract. Consideration is being given to Jacobi stability of dynamical systems in the framework of the Kosambi–Cartan–Chern theory. In this approach they describe the time evolution of a dynamical system in geometric terms, by presenting it as a geodesic in the Finsler space. Geometrical invariants of the system under investigation are obtained. Eigenvalues of the second invariant determine the Jacobi stability of the system. The problem of computational diagnostics of the system based on given eigenvalues of the deviation curvature tensor is stated. Criterion functions are supposed being continuous, Lipschitzian, multiextremal, not necessary everywhere differentiable. Global solutions are searched for by use of new hybrid algorithms that combine a stochastic Multi-Particle Collision Algorithm (for scanning a search space) and deterministic methods for local searching. The local search is realized by use of the modified Nelder–Mead simplex method in the first algorithm. Two-parametric smoothing approximations of the criterion function are introduced for local searching in the second algorithm. A numerical example on updating parameters and computational diagnostics of the Lorenz system is presented.

Keywords: dynamical system, Jacobi stability, geometrical invariant, criterion function, global optimization, hybrid algorithm, Lorenz system.

BIBLIOGRAPHY

1. Stepanyanc, G.A. Teoriya dinamicheskikh sistem: ucheb. posobie / G.A. Stepanyanc. – M.: Knizhnyj dom «LIBROKOM», 2010. – 312 s.
2. Udriște, C. Jacobi stability and geometric dynamics / C. Udriște, C., I.R. Nicola // Journal of Dynamic Systems and Geometrical Theories. – 2007. – Vol. 5, № 1. – P. 85–95.
3. Harko, T. Kosambi–Cartan–Chern (KCC) theory for higher order dynamical systems / T Harko, P Pantaragphong, S.V. Sabau // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. – 2016. – V. 13, № 2. – 1656014 (24 pages).
4. Punzi, R., Wohlfarth M.N.R. Geometry and stability of dynamical systems / R. Punzi, M.N.R Wohlfarth // Physical Review E. – 2009. – V. 79, № 4. – 046606 (22 pages).
5. Harko, T., Ho C.Y., Leung C.S., Yip S. Jacobi stability analysis of the Lorenz system / T Harko, C.Y. Ho, C.S. Leung C.S., S. Yip // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. – 2015. – V. 12, № 7. – 1550081 (23 pages).
6. Bloch, A.M. Neighboring external optimal control for mechanical systems on Riemannian manifolds / A.M. Bloch, F. Gupta, I.V. Kolmanovsky // Journal of Geometric Mechanics. – 2016. – V. 8, № 3. – P. 257–272.
7. Sabau, S.V. Systems biology and deviation curvature tensor / S.V. Sabau // Nonlinear Analysis: Real World Applications. – 2005. – V. 6, № 3. – P. 563–587.
8. Ciraolo, G. Geometry of chaos in models of stellar dynamics / G Ciraolo, M. Pettini // Celestial Mechanics and Dynamical Astronomy. – 2002. – V. 83, № 1. – P. 171–190.
9. Böhmer, C.G. Jacobi stability analysis of dynamical systems – applications in gravitation and cosmology / C.G. Böhmer, T. Harko, S.V. Sabau // Advances in Theoretical and Mathematical Physics. – 2012. – V. 16, № 4. – P. 1145–1196.
10. Lake, M.J. Dynamical behavior and Jacobi stability analysis of wound strings / M.J. Lake, T Harko // European Physical Journal C. – 2016. – V. 76, № 6. – 331 (26 pages).
11. Kirsch, A. An introduction to the mathematical theory of inverse problems. 2nd edition / A. Kirsch. – New York et al.: Springer, 2011. – XIV+308 p.
12. Goncharsky, A.V. Supercomputer technologies in inverse problems of ultrasound tomography / A.V. Goncharsky, S.Y. Romanov // Inverse Problems. – 2013. – V. 29, № 7. – P. 1–22.
13. Lorenz, E.N. Deterministic nonperiodic flow / E.N. Lorenz // Journal of the Atmospheric Sciences. – 1963. – V. 20, № 1. – P. 130–141.
14. Floudas, C.A. A review of recent advances in global optimization / C.A. Floudas, C.E. Gounaris // Journal of Global Optimization. – 2009. – V. 45, № 1. – P. 3–38.
15. Luz, E.F.P. A new multi-particle collision algorithm for optimization in a high performance environment / E.F.P. Luz, J.C. Becceneri, H.F. de Campos Velho // Journal of Computational Interdisciplinary Sciences, 2008. – V. 1. – P. 3–10.
16. Sulimov, V.D. Application of hybrid algorithms to computational diagnostic problems for hydromechanical systems / V.D. Sulimov, P.M. Shkapov // Journal of Mechanics Engineering and Automation. – 2012. – V. 2, № 12. – P. 734–741.
17. Xiao, H.F. Multi-direction-based Nelder–Mead method / H.F. Xiao, J.A. Duan // Optimization: A Journal of Mathematical Programming and Operations Research. – 2014. – V. 63, № 7. – P. 1005–1026.
18. Sulimov, V.D. Optimizaciya singulyarnykh chisel matric, zavisyashchih ot parametrov, s ispolzovaniem gibridnykh algoritmov / V.D. Sulimov, P.M. SHkapov, A.V. Sulimov // Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. «Estestvennye nauki» [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Nat. Sci.]. – 2016, № 5 (68). – S. 46–66. doi: 10.18698/1812–3368–2016–5–46–66

Sulimov Valeriy Dmitrievich

Bauman Moscow State Technical University, Moscow
Senior Teacher of Theoretical Mechanics Departmen
named after prof. N.E. Zhukovskiy
105005, Moscow, 2nd Baumanskaya Street, 5
Ph.: 8–499–263–64–96
E-mail: spm@bmstu.ru

Shkapov Pavel Mikhailovich

Bauman Moscow State Technical University, Moscow
Dr. Sci. (eng.), Head of Theoretical Mechanics
Department named after prof. N.E. Zhukovskiy
105005, Moscow, 2nd Baumanskaya Street, 5
Ph.: 8–499–263–69–69
E-mail: spm2@bk.ru

Sulimov Andrey Valeryevich

Branch of Lomonosov Moscow State University in
Sevastopol, Sevastopol
Senior specialist on educational–methodical work of
physical practicum
299001, Sevastopol, Geroev Sevastopolya Street, 7
Ph.: +7–(8692)–40–18–27
E-mail: avs7@yandex.ru

Т.Л. ЧЕМАКИНА, И.Н. МОРЕВА, Н.С. ДЬЯЧУК

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СУДНО В ПЕРИОД ЯКОРНОЙ СТОЯНКИ

Аннотация. Рассмотрена методика определения внешних сил, действующих на судно, стоящего на якоре.

Ключевые слова: судно, якорная стоянка, внешние силы, эффективная скорость ветра, надводная часть судна, смоченная поверхность судна, сила течения, число Рейнольдса, волновой дрейф.

Введение.

Величина аэро– и гидродинамических сил, воспринимаемых стоящим на якоре судном, зависит от скорости и направления ветра и течения, характеристик волнения, формы надводной и подводной частей корпуса судна, размеров и расположения надстроек, рубок, мачт и т.п.

Исходными данными для определения аэродинамических сил являются ветровые режимы вероятных районов якорных стоянок. Статистическая информация о ветрах в различных районах Мирового океана, приводимая в справочной литературе, содержит в основном данные о скорости ветра и его направлении. Наиболее частым является порывистый ветер, для которого характерна незначительная пульсация скорости.

Постановка задачи.

В практических целях скорость ветра оценивают по шкале Бофорта, каждому баллу которой соответствуют определенные средние значения v_B и удельного давления p . Изменение скорости ветра по высоте над уровнем моря связано с существованием над водной поверхностью некоторого слоя воздуха (условно толщина его принимается $z_0=0.002$ м), средняя скорость которого равна нулю. С учетом сил внутреннего трения воздуха скорость ветра на произвольной высоте z над поверхностью моря вычисляется по формуле

$$v_B(z) = v_B(6) \frac{\ln(z/z_0)}{\ln(6/z_0)}. \quad (1)$$

В практических расчетах эффективную скорость ветра с учетом её колебаний при шквалах определяют по формуле

$$v_{эф} = v_{cp} \sqrt{1 + \frac{2}{\pi} \left(\frac{v}{v_{cp}} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{v}{v_{cp}} \right)^2}, \quad (2)$$

где v_{cp} – средняя скорость ветра, м/с;

v – дополнительная скорость ветра при шквале, м/с.

На судно, стоящее на якоре, действуют внешние силы, обусловленные течением R_T и ветром R_B , а также реакция упругой якорной связи T_K , приложенная у якорного клюза (рисунок 1). На приведенной схеме отсутствует сила, вызывающая волновой дрейф, поскольку в практических расчетах её величиной пренебрегают.

Сумма всех сил, действующих на судно в период якорной стоянки

$$R = R_B + R_T + R_{з.в.} \quad (3)$$

где $R_{з.в.}$ – сопротивление застопоренных винтов.

Сила ветра, действующая на надводную часть судна, определяется по формуле

$$R_B = K_B \cdot S_{\Pi} \cdot v_{эф}^2, \quad (4)$$

где K_B – ветровой коэффициент;

S_{Π} – приведенная площадь парусности, м², определяемая по формуле

$$S_{\Pi} = S_H + 0.3S_K, \quad (5)$$

где S_H – площадь проекции надстройки и рубок на плоскость мидель–шпангоута, м²

$$S_H = \sum_i B \cdot h_H + \sum_j b_p \cdot h_p, \quad (6)$$

где B – ширина судна, м;

h_H, h_p – высота надстройки и рубки, м;

i, j – количество ярусов надстройки (рубки);

S_K – площадь проекции надводной части корпуса на площадь мидель-шпангоута, m^2 , определяемая по формуле

$$S_K = (D - d) \cdot B, \quad (7)$$

где D – высота борта, м;

d – осадка судна, м.

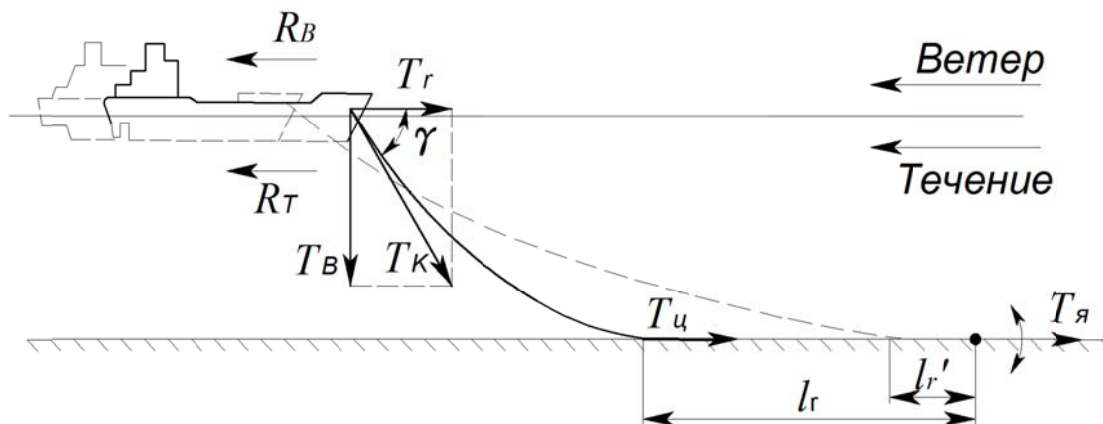


Рисунок 1 – Схема действия сил на стоящее на якоре судно

Сила течения, действующая на подводную часть корпуса, Н

$$R_T = (\xi_T + \xi_{III} + \xi_{в.ч}) \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot v_T^2 \cdot \Omega, \quad (8)$$

где $\rho = 1025 \text{ кг/м}^3$ – плотность морской воды;

$\xi_T = f(Re)$ – коэффициент сопротивления трения пластины;

$\xi_{в.ч}$ – поправка на выступающие части;

ξ_{III} – поправка на шероховатость, равная

$v_T = (1,5 \dots 2,0) \text{ м/с}$ – скорость морского течения;

Re – число Рейнольдса, определяемое по формуле

$$Re = \frac{L \cdot v_T}{\nu}, \quad (9)$$

где L – длина судна, м;

$\nu = 1,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коэффициент вязкости воды.

Ω – смоченная поверхность судна, m^2 .

Сопротивление течения на застопоренные винты, Н

$$R_{з.в.} = 50 \cdot \Theta \cdot D_B^2 \cdot v_T^2, \quad (10)$$

где D_B – диаметр винта, м.

Θ – дисковое отношение винта.

Выбор места якорной стоянки. На внутренних рейдах постановка на якорь производится в месте по указанию лоцмана.

На внешних рейдах место якорной стоянки обычно указано на навигационных картах и постановка на якорь производится в указанном районе по возможности в стороне от других судов.

При выборе места якорной стоянки в других случаях желательно, чтобы оно:

- было по возможности защищено от ветра и волнения;
- обладало хорошим грунтом и глубинами, обеспечивающими надежность удержания судна на якоре;
- имело безопасные подходы к месту отдачи якоря;
- располагало достаточным пространством чистой воды для безопасного маневрирования;
- было в стороне от створов, фарватеров, подводных кабелей.

Наиболее удобная глубина места якорной стоянки составляет 20–30 м. На глубинах более 100 м становиться на якорь не рекомендуется. Минимальная глубина якорной стоянки

должна быть такой, чтобы во время отлива и при качке на волнении судно не могло коснуться грунта.

Условие безопасной якорной стоянки (без дрейфа) – сумма внешних воздействий R должна быть меньше держащей силы якорного устройства $F_{яу}$

$$R < F_{яу}$$

Держащая сила якорного устройства определяется как:

$$F_{яу} = F_{я} + F_{яц} \quad (11)$$

где $F_{я}$ – держащая сила якоря;

$F_{яц}$ – держащая сила якорь–цепи, лежащей на грунте.

Величина держащей силы якоря определяется из выражения

$$F_{я} = 8,58 \cdot k_{я} \cdot M_{я} \quad (12)$$

где $k_{я}$ – коэффициент держащей силы якоря (таблица 1);

$M_{я}$ – вес якоря.

Таблица 1–Типы якорей

Тип якоря	Грунт		
	Илистый	Песчаный	Каменистый
Адмиралтейский	2,2	3,0	3,1
Холла	2,2	1,5	2,8
Матросова	11,5	8,0	–

Величина держащей силы якорной цепи определяется как

$$F_{яц} = a \cdot q_{ц} \cdot f_{ц} \cdot g, \quad (13)$$

где a – длина цепи, лежащей на грунте;

$q_{ц}$ – линейная плотность 1 метра якорной цепи в воде ($0,00018 \times d_{ц}^2$), кН/м;

$d_{ц}$ – калибр якорной цепи, мм;

$f_{ц}$ – коэффициент трения цепи о грунт (таблица 2);

g – ускорение свободного падения.

Таблица 2–Коэффициент трения якорной цепи о грунт, $f_{ц}$

Грунт	$f_{ц}$	Грунт	$f_{ц}$
Ил	0,1 ÷ 0,15	Песок мелкий	0,35 ÷ 0,38
Жидкая глина	0,18 ÷ 0,22	Галька	0,38 ÷ 0,42
Мягкая глина	0,23 ÷ 0,30	Каменная плита	0,40 ÷ 0,50
Глина с песком	0,30 ÷ 0,32		

Определение радиуса безопасной якорной стоянки судна. Для определения окружности, описываемой кормой судна вокруг места отдачи якоря при изменении направления ветра или течения, необходимо рассчитывать радиус якорной стоянки (рисунок 2):

$$R_{яс} = a + l_{пр} + l_{max}, \quad (14)$$

где l_{max} – наибольшая длина судна;

l_{max} – длина провисающей части якорной цепи;

a – длина участка цепи, лежащей на грунте.

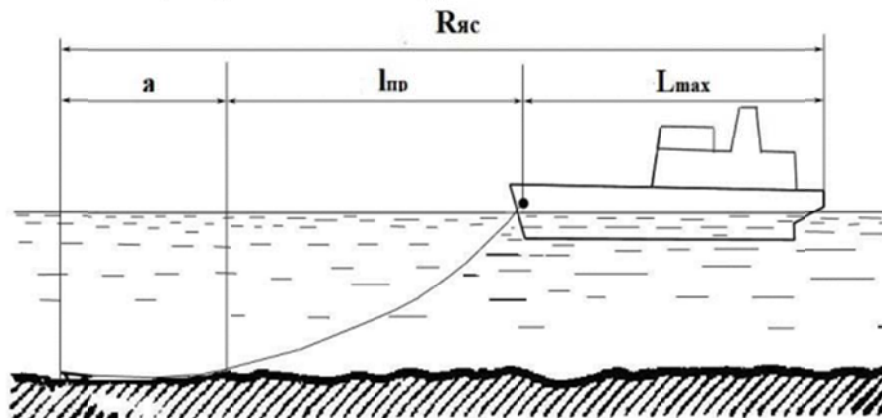


Рисунок 2 – Радиус якорной стоянки судна

Заключение.

Данная методика может быть использована при проектировании якорно-швартовного устройства для судов различных типов, а также в учебном процессе для направления подготовки 26.03.02 Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры и специальности 26.05.01 Проектирование и постройка кораблей, судов и объектов океанотехники.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проектирование общесудовых устройств: Учебное пособие/ В.В. Зайцев, А.Е. Еганов, Ю.Н. Коробанов, Э.В. Талышев, Вал. В. Зайцев. – Николаев: Изд-во «ИЛИОН»; изд-во УГМТУ, 2004. – 300 с.
2. Судовые устройства: Справочник / Под ред. М.Н. Александрова. – Л.: Судостроение, 1987. – 656 с.
3. Справочник «Резолюции ИМО в периодических сборниках №№1–50», – СПб.: ЗАО «ЦНИИМФ», 2015.
4. Международные правила предупреждения столкновений судов в море, 1972 г., с поправками, – СПб.: ЗАО «ЦНИИМФ», 2010.
5. Шарлай, Г.Н. Маневрирование и управление морским судном / Г.Н. Шарлай. – М.: «Моркнига», 2015.

Чемакина Тамара Львовна
Севастопольский государственный
университет, г.Севастополь
кандидат технических наук, доцент
кафедры «Океанотехника и
кораблестроение»
Тел.: +7(978)7911440
E-mail:chemakina51@mail.ru

Морева Ирина Николаевна
Севастопольский государственный
университет, г.Севастополь
кандидат технических наук, доцент
кафедры «Океанотехника и
кораблестроение»
Тел.: +7(978)8136685
E-mail:i.n.moreva @ mail.ru

Дьячук Надежда Станислововна
3 курс, группа ПК/с–32–о
Севастопольский государственный
университет, г.Севастополь
Тел.: +7 (978) 7003349
E-mail:nadusha960@gmail.com

T.L. CHEMAKINA, I.N. MOREVA, N.S. DYACHUK

METHODOLOGY OF DEFINITION OF FORCES ACTING ON THE VESSEL IN THE PERIOD OF ANCHOR PARKING

Abstract. *The method of determining the external forces acting on the ship standing at anchor.*

Keywords: *ship, mooring, external force, effective wind speed, surface part of the vessel, the wetted surface of the vessel, the force of the current, the Reynolds number, wave drift.*

BIBLIOGRAPHY

1. Proyektirovaniye obshchesudovyykh ustroystv: Uchebnoye posobiye/ V.V. Zaytsev, A.Ye. Yeganov, YU.N. Korobanov, E.V. Talyshev, Val. V. Zaytsev. – Nikolayev: Izd-vo «ILION»; izd-vo UGMTU, 2004. – 300 s.
2. Sudovyye ustroystva: Spravochnik / Pod red. M.N. Aleksandrova. – L.: Sudostroyeniye, 1987. – 656 s.
3. Spravochnik «Rezolyutsii IMO v periodicheskikh sbornikakh №№1–50», – SPb.: ZAO «TSNIIMF», 2015.
4. Mezhdunarodnyye pravila preduprezhdeniya stolknoveniy sudov v more, 1972 g., s popravkami, – SPb.: ZAO «TSNIIMF», 2010.
5. Sharlay, G.N. Manevrirovaniye i upravleniye morskim sudnom / G.N. Sharlay. – M.: «Morkniga», 2015.

Chemakina Tamara Lvovna
Sevastopol State University,
Sevastopol
Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor of the
Department «Ocean Engineering and
Shipbuilding»
Ph.: +7 (978) 7911440
E-mail: chemakina51@mail.ru

Moreva Irina Nikolaevna
Sevastopol State University,
Sevastopol
Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor of the
Department «Ocean Engineering and
Shipbuilding»
Ph.: +7 (978) 8136685
E-mail: i.n.moreva @ mail.ru

Dyachuk Nadezhda Stanislovovna
3 year, group PC / s–32–o
Sevastopol State University,
Sevastopol
Ph.: +7 (978)7003349
E-mail: nadusha960 @ gmail.com

В.Г. БАЖЕНОВ, Д.А. КАЗАКОВ, Е.В. НАГОРНЫХ, Д.Л. ОСЕТРОВ, А.А. РЯБОВ

ЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ РАСТЯЖЕНИЯ–КРУЧЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБРАЗЦОВ ИЗ СТАЛИ 09Г2С ПРИ БОЛЬШИХ ДЕФОРМАЦИЯХ

Аннотация. Приведены результаты численных и экспериментальных исследований процессов упругопластического деформирования и образования шейки при пропорциональном кинематическом нагружении растяжением и (или) кручением сплошных осесимметричных образцов из стали 09Г2С до разрушения. Оценивается взаимное влияние растяжения и кручения на процессы деформирования при больших деформациях. С использованием экспериментально–расчетного метода построены диаграммы деформирования и установлено существенное различие диаграмм растяжения и кручения стали 09Г2С при деформациях более 15%.

Ключевые слова: упругопластичность, большие деформации, диаграмма деформирования, комбинированное нагружение, растяжение–кручение, численное моделирование, эксперимент.

Введение.

Современные конструкции, как правило, находятся в условиях неодноосного или немоного нагружения, что вызывает необходимость изучения особенностей механического поведения материалов при многокомпонентном, в том числе сложном, нагружении. Растяжение с кручением – наиболее часто применяющийся на практике вид испытаний на сложное нагружение, используемый для изучения особенностей механического поведения материалов при больших степенях деформаций. Кручение стандартных тонкостенных трубчатых образцов при больших деформациях будет приводить к потере устойчивости [1, 2], поэтому представляет интерес анализ процесса растяжения с кручением сплошного цилиндрического образца [3–6]. Неоднородность напряженно–деформированного состояния (НДС) по толщине толстостенных образцов при кручении затрудняет обработку экспериментальных данных для определения механических свойств материалов. Известные подходы [4, 7, 8] к «расшифровке» неоднородного по радиусу НДС, реализуемого в образце при кручении, налагают ограничения на его форму, условия нагружения и предполагают однородность НДС по длине, что не позволяет оценить НДС в момент разрушения. Для идентификации деформационных и прочностных характеристик материалов при больших упругопластических деформациях в условиях сложного напряженного состояния (растяжения–кручения) и неоднородного НДС целесообразно применение методов математического моделирования процессов деформирования лабораторных образцов или элементов конструкций [3].

В литературе представлены данные экспериментальных исследований образцов из стали 09Г2С лишь при одноосном нагружении: растяжение до разрушения [9, 10], сжатие, растяжение и сдвиг до 12–18 % деформации [11]. В настоящей работе приводятся экспериментальные и численные исследования процессов упругопластического деформирования сплошных цилиндрических образцов из стали 09Г2С при пропорциональном кинематическом нагружении кручением и (или) растяжением до разрушения.

Методика численного решения. Полная система механических уравнений, описывающих решение обобщенных двумерных задач кручения, записывается в цилиндрической системе координат r, β, z (Oz – ось вращения). Кинематические соотношения формулируются в скоростях и строятся в метрике текущего состояния, что позволяет учитывать большие формоизменения. Компоненты тензоров скоростей деформаций и скоростей вращения при учете равенства $\dot{u}_\beta = r\dot{\theta}$ (θ – угол закручивания по окружной координате β) имеют вид

$$\begin{aligned} \dot{e}_{rr} &= \dot{u}_{r,r}, & \dot{e}_{\beta\beta} &= \dot{u}_r r^{-1}, & \dot{e}_{zz} &= \dot{u}_{z,z}, \\ \dot{e}_{zr} &= \frac{1}{2}(\dot{u}_{z,r} + \dot{u}_{r,z}), & \dot{e}_{r\beta} &= \frac{1}{2}r\dot{\theta}_{,r}, & \dot{e}_{\beta z} &= \frac{1}{2}r\dot{\theta}_{,z}, & \dot{\omega}_{zr} &= \frac{1}{2}(\dot{u}_{z,r} - \dot{u}_{r,z}), \\ \dot{\omega}_{r\beta} &= -\frac{1}{2}(r\dot{\theta}_{,r} + 2\dot{\theta}), & \dot{\omega}_{\beta z} &= \frac{1}{2}r\dot{\theta}_{,z} \end{aligned} \quad (1)$$

Уравнение движения сплошной среды следует из уравнения баланса виртуальных

мощностей:

$$\begin{aligned} & \iint_{\Omega} (\sigma_{rr} \delta \dot{e}_{rr} + \sigma_{\beta\beta} \delta \dot{e}_{\beta\beta} + \sigma_{zz} \delta \dot{e}_{zz} + 2\sigma_{rz} \delta \dot{e}_{rz} + 2\sigma_{r\beta} \delta \dot{e}_{r\beta} + 2\sigma_{\beta z} \delta \dot{e}_{\beta z}) r d\Omega + \\ & + \iint_{\Omega} (\rho w_r \delta \dot{u}_r + \rho w_{\beta} \delta \dot{u}_{\beta} + \rho w_z \delta \dot{u}_z) r d\Omega - \\ & - \int_{G_p} (p_r \delta \dot{u}_r + p_{\beta} \delta \dot{u}_{\beta} + p_z \delta \dot{u}_z) r dG - \int_{G_q} (q_r \delta \dot{u}_r + q_{\beta} \delta \dot{u}_{\beta} + q_z \delta \dot{u}_z) r dG = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

где Ω – область, занимаемая меридиональным сечением сплошной среды;

σ_{ij} и \dot{e}_{ij} – компоненты тензоров напряжений Коши и скоростей деформаций (симметричной части градиента скорости перемещений);

\dot{u}_{α} и w_{α} – компоненты векторов скорости перемещения и ускорения перемещения;

ρ – плотность;

G_p – часть поверхности, на которой задается априори известная поверхностная нагрузка;

G_q – часть поверхности, на которой задаются контактные давления, определяемые в процессе решения;

p_{α} и q_{α} – компоненты поверхностных и контактных нагрузок ($i, j, \alpha = r, \beta, z$).

В силу осевой симметрии все искомые функции зависят от радиальной и осевой координат и не зависят от окружной.

Для устранения особенности на оси вращения и повышения точности численного решения уравнений движения вводятся новые функции $\dot{v}_r = r\dot{u}_r$, $\dot{v}_z = r\dot{u}_z$, $\dot{\theta} = r^{-1}\dot{u}_{\beta}$. Тогда общее уравнение динамики (2) при учете соотношений (1) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} & \iint_{\Omega} \left(\sigma_{rr} \frac{\partial \delta \dot{v}_r}{\partial r} + \sigma_{rz} \frac{\partial \delta \dot{v}_r}{\partial z} - \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\beta\beta}}{r} \delta \dot{v}_r + \rho w_r \delta \dot{v}_r \right) d\Omega - \int_G (p_r + q_r) \delta \dot{v}_r dG = 0 \\ & \iint_{\Omega} \left(\sigma_{r\beta} \frac{\partial \delta \dot{\theta}}{\partial r} + \sigma_{\beta z} \frac{\partial \delta \dot{\theta}}{\partial z} + \rho w_{\beta} \delta \dot{\theta} \right) r^2 d\Omega - \int_G (p_{\beta} + q_{\beta}) r^2 \delta \dot{\theta} dG = 0 \\ & \iint_{\Omega} \left(\sigma_{zz} \frac{\partial \delta \dot{v}_z}{\partial z} + \sigma_{rz} \frac{\partial \delta \dot{v}_z}{\partial r} - \frac{\sigma_{rz}}{r} \delta \dot{v}_z + \rho w_z \delta \dot{v}_z \right) d\Omega - \int_G (p_z + q_z) \delta \dot{v}_z dG = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

При моделировании процессов активного нагружения, близких к пропорциональным, упругопластические свойства материалов описываются теорией течения с нелинейным изотропным упрочнением.

Связь между компонентами девиатора скоростей напряжений $\dot{\sigma}'_{ij} = \dot{\sigma}_{ij} + \dot{P} \delta_{ij}$ и упругими составляющими компонент девиатора скоростей деформаций $(\dot{e}^e_{ij})' = \dot{e}_{ij} - \dot{e} \delta_{ij} / 3 - \dot{e}^p_{ij}$ осуществляется на основе обобщенного закона Гука в метрике текущего состояния

$$\begin{aligned} D_J \sigma'_{ij} &= 2G(\dot{e}^e_{ij})', & D_J \sigma'_{ij} &= \dot{\sigma}'_{ij} - \dot{\omega}_{ik} \sigma'_{kj} - \dot{\omega}_{jk} \sigma'_{ik} \\ \dot{P} &= -K \dot{e}^e, & \dot{P} &= -\dot{\sigma}_{ii} / 3, & \dot{e} &= \dot{e}^e_{ii}, & \dot{e}^p_{ii} &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

где D_J – производная Яуманна, описывающая поворот частицы среды как жесткого целого;

K , G – модули объемного сжатия и сдвига;

P – давление;

δ_{ij} – символ Кронекера.

В силу осевой симметрии в выражениях для компонент тензоров скоростей вращения $\dot{\omega}_{ij}$ (последние три равенства в (1)) полный угол поворота относительно оси Oz не учитывается.

Скорости пластических деформаций определяются ассоциированным законом течения:

$$\dot{\epsilon}_{ij}^p = \dot{\lambda} \sigma'_{ij}, \quad \sigma'_{ij} \sigma'_{ij} = \frac{2}{3} \sigma_i^2(\mathfrak{x}) \quad (5)$$

где $\sigma_i = \sigma_i(\mathfrak{x})$ – зависимость интенсивности напряжений от параметра Одвишта при монотонном нагружении (истинная диаграмма деформирования материала).

Система уравнений (1), (3) – (5), дополненная кинематическими граничными и начальными условиями, решается методом конечных элементов в сочетании с явной схемой интегрирования типа «крест» [3].

Монотонное пропорциональное нагружение кручением и растяжением. Проводилось численное и экспериментальное исследование процессов деформирования осесимметричных образцов переменной толщины с цилиндрической рабочей частью при монотонном кинематическом нагружении растяжением–кручением с учетом больших деформаций и неоднородности НДС. Эксперименты выполнялись на модернизированном испытательном комплексе Z100 ZWICK–ROEL, позволяющем проводить испытания на растяжение и кручение цилиндрических образцов при одновременном синхронизированном по времени задании параметров: скорость изменения продольного перемещения – скорость изменения угла закручивания. Предельные значения параметров испытательной техники – по силе ± 100 кН, по крутящему моменту ± 1000 Нм. Измерительная аппаратура комплекса включает в себя лазерный экстензометр Laser Xtens, позволяющий одновременно измерять, как продольные деформации (база измерения 20 – 100 мм) с разрешающей способностью ≤ 1 мкм, так и деформации при кручении, класс точности 1 по ISO 9513, датчик силы 0–250 кН, класс точности 1 по ISO 7500–1. Программное обеспечение testXpert настраивается для проведения испытаний при растяжении, кручении или комбинированном нагружении и предоставляет возможность получения необходимых экспериментальных значений параметров исследуемого процесса (осевое перемещение, угол закручивания, осевая сила, крутящий момент) в параметрическом или других видах.

В расчетах темп нагружения задавали таким образом, чтобы вклад инерционных сил был пренебрежимо мал. Геометрические параметры образца (рисунок 1): радиус и длина рабочей части $R_1 = 6 \cdot 10^{-3}$ м, $L_1/R_1 = 10,333$, размеры переходной части $R_2/R_1 = 1$, $L_2/R_1 = 1$, радиус и длина цилиндрического захвата $R_3/R_1 = 2$, $L_3/R_1 = 12,166$, общая длина образца $L = 0,22$ м. Образец изготовлен из стали 09Г2С, упругие характеристики материала: модуль объемного сжатия $K = 1,667 \cdot 10^5$ МПа, модуль сдвига $G = 7,692 \cdot 10^4$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 2,4 \cdot 10^2$ МПа, плотность $\rho = 7,85 \cdot 10^3$ кг/м³.

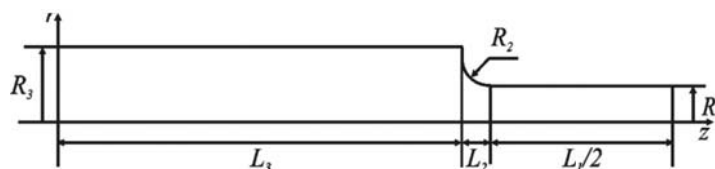


Рисунок 1 – Конструктивная схема образца

Для оценки взаимного влияния двух видов нагружения на процесс деформирования вводятся следующие параметры:

$$q = \frac{R_1 \theta}{\sqrt{3} u_z}, \quad \bar{e}_i = \sqrt{\bar{e}_{zz}^2 + \frac{4}{3} \bar{e}_{\beta z}^2} = \frac{u_z}{L_0} \sqrt{1 + q^2}, \quad \bar{e}_{zz} = \frac{u_z}{L_0}, \quad \bar{e}_{\beta z} = \frac{1}{2} \frac{R_1 \theta}{L_0}, \quad (6)$$

$$L_0 = \frac{L_1}{2}, \quad F = 2\pi \int_0^R \sigma_{zz} r dr, \quad M = 2\pi \int_0^R \sigma_{\beta z} r^2 dr, \quad A = \int_0^{u_z} F du_z + \int_0^\theta M d\theta$$

где q – кинематический параметр, характеризующий соотношение кручения и растяжения;

u_z и θ – осевое перемещение и угол закручивания между торцами;

\bar{e}_i , \bar{e}_{zz} и $\bar{e}_{\beta z}$ – условные интенсивность деформаций, осевая и сдвиговая деформации соответственно на поверхности рабочей части образца, отнесенные к начальной длине L_1 и радиусу R_1 рабочей части образца;

F – осевая сила,

M – крутящий момент,

A – суммарная работа осевой силы и крутящего момента.

При чистом кручении $q = \infty$, $\bar{e}_i = 2\bar{e}_{\beta z}/\sqrt{3}$, при одноосном растяжении $q = 0$, $\bar{e}_i = \bar{e}_{zz}$, при комбинированном нагружении $0 < q < \infty$. При $q \equiv \text{const}$ выражение для работы A можно преобразовать к виду (W – обобщенная сила)

$$A = \int_0^{\bar{e}_i} \frac{L_0}{\sqrt{1+q^2}} \left(F + \frac{\sqrt{3}q}{R_1} M \right) d\bar{e}_i = \int_0^{\bar{e}_i} W d\bar{e}_i \quad (7)$$

В качестве критерия потери устойчивости пластического деформирования с образованием шейки принимается условие $dW/d\bar{e}_i = 0$, характеризующее момент достижения обобщенной силой W максимальных значений. Данное условие является обобщением известного условия А. Консидера, полученного при растяжении стержней [12].

В эксперименте реализованы следующие программы нагружения: одноосное растяжение ($q = 0$), чистое кручение ($q = \infty$), пропорциональное нагружение растяжением–кручением при $q \approx 3; 6; 12$. На рисунке 2 толстыми линиями приведены экспериментальные зависимости осевой силы от условной осевой деформации $F = F(\bar{e}_{zz})$ и крутящего момента от условной сдвиговой деформации $M = M(\bar{e}_{\beta z})$. Соответствующие значения параметра q приведены рядом с кривыми.

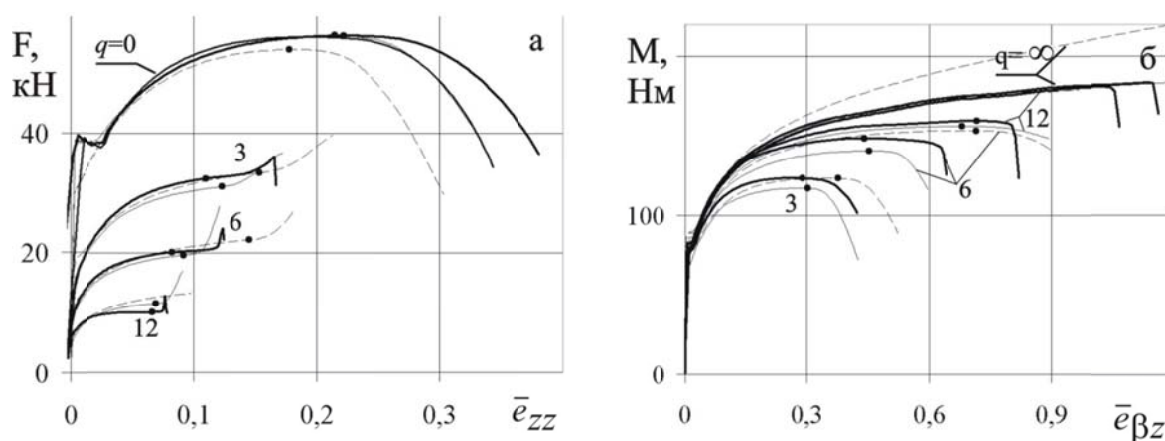


Рисунок 2 – Экспериментальные и расчетные зависимости осевой силы от условной осевой деформации (а) и крутящего момента от условной сдвиговой деформации на поверхности рабочей части образца (б)

На основе проведенных экспериментов строились истинные диаграммы деформирования для стали 09Г2С. На рисунке 3 сплошной толстой линией отмечена истинная диаграмма деформирования, построенная из экспериментальных данных по монотонному кручению ($q = \infty$) до разрушения образца по методике [3], пунктирной толстой – по одноосному растяжению ($q = 0$) с учетом образования шейки по методике [13]. На экспериментальной диаграмме растяжения стали 09Г2С имеется площадка текучести, предел текучести при растяжении $\sigma_T = 340$ МПа. При кручении площадка текучести отсутствует, предел текучести при кручении $\sigma_T = 265$ МПа. Материальные кривые, построенные при этих двух видах нагружения, при величине параметра Одквиста $0,02 < \alpha < 0,1$ практически совпадают, что согласуется с известными из литературы данными [14]. При величине параметра Одквиста $\alpha = 0,2$ (момент начала образования шейки при одноосном растяжении) расхождение между кривыми составляет 4,5 %, при $\alpha = 1$ – 17 %. Для численного моделирования процессов деформирования образцов при комбинированном нагружении растяжением–кручением построенные истинные диаграммы деформирования экстраполировались линейно (тонкие линии на рисунке 3).

В исследовании [11] не выявлено зависимости диаграммы деформирования стали 09Г2С от вида нагружения (растяжение, сжатие, сдвиг) при деформациях до 15 %. В работе [3] отмечается, что истинные диаграммы деформирования стали 12Х18Н10Т, определенные

на основе экспериментов на кручение и растяжение, практически совпадают при деформациях до 80 %, что свидетельствует о независимости диаграммы «интенсивность напряжений – параметр Одквиста» от вида напряженного состояния при больших деформациях для данного материала. В статье [4] по данным испытаний на растяжение с одновременным кручением в условиях сверхпластичности построена диаграмма деформирования титанового сплава ВТ9. Интенсивность напряжений при растяжении с одновременным кручением сплошного цилиндрического образца определяли двумя способами: через осевое усилие и через крутящий момент. Зависимости интенсивности напряжений от степени деформаций, полученные таким образом, практически совпали и в рамках погрешности эксперимента соответствуют диаграмме растяжения. Таким образом, выполнение гипотезы «единой кривой» при больших деформациях зависит от материала.

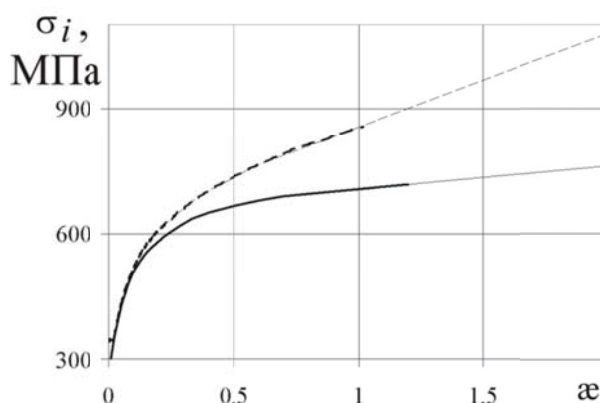


Рисунок 3 – Истинные диаграммы деформирования стали 09Г2С при растяжении (пунктир) и кручении (сплошная линия)

На рисунке 2 тонкими линиями приведены расчетные кривые осевой силы и крутящего момента. Сплошными линиями обозначены результаты численного моделирования с истинной диаграммой деформирования, построенной из эксперимента по кручению, пунктирными – по растяжению. Результаты расчетов с обеими диаграммами деформирования хорошо согласуются друг с другом и с экспериментальными данными до момента потери устойчивости пластического деформирования с образованием шейки, отмеченного точками на кривых. При комбинированном нагружении растяжением–кручением ($0 < q < \infty$) в эксперименте и расчете после момента потери устойчивости в процессе образования шейки наблюдается более интенсивный рост осевой силы \hat{F} до разрушения, при этом величина крутящего момента \hat{M} уменьшается из-за уменьшения радиуса поперечного сечения шейки.

Закключение.

Процессы деформирования до момента потери устойчивости близки к лучевым, а закритическое поведение характеризуется траекториями малой кривизны. При комбинированном нагружении ($0 < q < \infty$) до момента потери устойчивости во всем объеме образца вид напряженного состояния медленно изменяется в сторону растяжения, так как образец утончается. Изменение вида напряженного состояния в шейке в сторону деформации чистого сдвига после момента потери устойчивости происходит наиболее интенсивно при одноосном растяжении ($q = 0$).

До момента падения осевой силы во всем объеме образца происходит процесс активного нагружения. В месте образования шейки активный процесс продолжается до разрушения. В экспериментах шейка образуется в средней части образца, ее положение зависит от многих случайных факторов. В расчетах образование шейки происходит на плоскости симметрии. Численные результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными по форме и размерам шейки.

Работа выполнена при частичной поддержке РФФИ (проект 17-08-00972-а).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аннин, Б.Д. Поведение материалов в условиях сложного нагружения / Б.Д. Аннин, В.М. Жигалкин. – Новосибирск: Издательство СО РАН, 1999. – 342 с.

2. Дегтярев, В.П. Деформации и разрушение в высоконапряженных конструкциях / В.П. Дегтярев. – М.: Машиностроение, 1987. – 105 с.
3. Баженов, В.Г. Моделирование процессов деформирования и локализации пластических деформаций при кручении–растяжении тел вращения / В.Г. Баженов, С.В. Зефирова, Л.Н. Крамарев, Е.В. Павленкова // ПММ. – 2008. – Том 72, вып. 2. – С. 342 – 350.
4. Бердин, В.К. Об определении напряженного состояния при растяжении с кручением сплошного цилиндра / В.К. Бердин, Р.М. Кашаев // Проблемы прочности. – 2001. – № 1. – С. 28 – 37.
5. Ипатова, А.В. Построение материальных функций неупругого деформирования алюминиевого сплава Д16Т по результатам испытаний на растяжение и кручение / А.В. Ипатова, В.Э. Вильдеман // Вестн. Сам. гос. техн. ун-та. Сер. Физ. – мат. науки. – 2012. – № 4 (29). – С. 106 – 114.
6. Третьяков, М.П. Опытное изучение закономерностей закритического поведения с учетом неоднородности деформирования образца / М.П. Третьяков, В.Э. Вильдеман // Математическое моделирование в естественных науках. – 2016. – № 1. – С. 549 – 553.
7. Nadai, A. Theory of Flow and Fracture of Solids / A. Nadai. – N.y. etc.: McGraw–Hill, 1963 Надаи, А. Пластичность и разрушение твердых тел / А. Надаи. Пер. с англ. под ред. Г.С. Шапиро. Т.1. М.: Изд-во иностр. лит., 1954.; Т.2. М.: Мир, 1969.
8. Васин, Р.А. Исследование определяющих соотношений и критериев разрушения на сплошных и толстостенных трубчатых цилиндрических образцах / Р.А. Васин, А.А. Ильюшин, П.А. Моссаковский // Изв. РАН. МТТ. – 1994. – № 2. – С. 177 – 184.
9. Иванов, А.М. Механизм разрушения низколегированной стали, подвергнутой комбинированной интенсивной пластической деформации и отжигу / А.М. Иванов // Вестник Тамбовского университета. Серия Естественные и технические науки. – 2016. – Т. 21, вып. 3. Физика. – С. 1016 – 1019.
10. Петрова, Н.Д. Влияние режимов термопластической обработки на механические свойства и механизм разрушения низколегированной стали при низких температурах испытания / Н.Д. Петрова, А.М. Иванов, А.С. Сыромятникова // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 2. – С. 30 – 35.
11. Баландин, Вл.Вас. Высокоскоростное деформирование и разрушение стали 09Г2С / Вл.Вас. Баландин, Вл.Вл. Баландин, А.М. Брагов, Л.А. Игумнов, А.Ю. Константинов, А.К. Ломунов // Известия РАН. МТТ. – 2014. – № 6. – С. 78 – 85.
12. Качанов, Л.М. Основы теории пластичности / Л.М. Качанов. – М.: Наука, 1969. – 420 с.
13. Баженов, В.Г. Экспериментально–теоретическое исследование предельных состояний упругопластических стержней различного поперечного сечения при растяжении / В.Г. Баженов, А.И. Кибец, П.В. Лаптев, С.Л. Осетров // Проблемы механики. Сб. статей к 90–летию со дня рождения А.И. Ишлинского. Под ред. Климова Д.М. и др. М.: Физматлит, 2003. – С. 116 – 123.
14. Малинин, Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести / Н.Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.

Баженов Валентин Георгиевич
 ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский
 Нижегородский государственный университет им.
 Н.И. Лобачевского», г. Н.Новгород
 Доктор физико–математических наук, профессор, зав.
 лабораторией «Лаборатория математического
 моделирования и идентификации свойств материалов»
 603950, ГСП–1000, г. Н. Новгород, пр. Гагарина 23.
 Тел. +7 920 077 73 09
 E–mail: bazhenov@mech.unn.ru

Казakov Дмитрий Александрович
 ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский
 Нижегородский государственный университет им.
 Н.И. Лобачевского», г. Н.Новгород
 Кандидат технических наук, зав. лабораторией
 603950, ГСП–1000, г. Н. Новгород, пр. Гагарина 23.
 Тел. +7 920 064 51 61
 E–mail: kazakov@mech.unn.ru

Нагорных Елена Владимировна
 ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский
 Нижегородский государственный университет им.
 Н.И. Лобачевского», г. Н.Новгород
 Кандидат физико–математических наук, доцент,
 старший научный сотрудник
 603950, ГСП–1000, г. Н. Новгород, пр. Гагарина 23.
 Тел. +7 902 308 69 26
 E–mail: pavlyonkova@mech.unn.ru

Осетров Дмитрий Львович
 ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский
 Нижегородский государственный университет им.
 Н.И. Лобачевского», г. Н.Новгород
 Аспирант, младший научный сотрудник
 603950, ГСП–1000, г. Н. Новгород, пр. Гагарина 23.
 Тел. +7 920 024 41 13
 E–mail: osetrovdmitry@mail.ru

Рябов Александр Алексеевич
 ФГУП РФЯЦ–ВНИИЭФ, г. Саров Нижегородской
 области
 Доктор физико–математических наук, начальник
 отделения

V.G. BAZHENOV, D.A. KAZAKOV, E.V. NAGORNYKH, D.L. OSETROV, A.A. RYABOV

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF ELASTOPLASTIC TENSION–TORSION PROCESSES OF CYLINDRICAL SPECIMENS FROM STEEL 09G2S UNDER LARGE DEFORMATIONS

Abstract. *The results of numerical and experimental investigations of the processes of elastoplastic*
 № 4-2 (324) 2017 81

deformation and the formation of the neck under proportional kinematic tensile and/or torsional loading of solid axisymmetric samples from steel 09G2S until failure are given. The mutual influence of torsion and tension on the deformation under large strains is estimated. Using the experimental calculation method, deformation diagrams were constructed and a significant difference in the tensile and torsion diagrams of 09G2S steel was established for deformations greater than 15%.

Keywords: elastoplasticity, large strains, deformation diagram, combined loading, tension and torsion, numerical simulation, experiment.

BIBLIOGRAPHY

1. Annin, B.D. Povedenie materialov v usloviyah slozhnogo nagruzheniya/ B.D. Annin, V.M. Zhigalkin. – Novosibirsk: Izdatelstvo SO RAN, 1999. – 342 s.
2. Degtyaryov, V.P. Deformatsii i razrushenie v vysokonapryazhonnykh konstruktsiyah / V.P. Degtyaryov. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 105 s.
3. Bazhenov, V.G. Modelirovanie protsessov deformirovaniya i lokalizatsii plasticheskikh deformatsii pri kruchenii–rastyazhenii tel vrasheniya / V.G. Bazhenov, S.V. Zefirov, L.N. Kramarev, E.V. Pavlyonkova // PMM. – 2008. – Tom 72, vyp. 2. – S. 342 – 350.
4. Berdin, V.K. Ob opredelenii napryazhonnogo sostoyaniya pri rastyazhenii s krucheniem sploshnogo tsilindra / V.K. Berdin, R.M. Kashayev // Problemy prochnosti. – 2001. – № 1. – S. 28 – 37.
5. Ipatova, A.V. Postroenie materialnykh funktsii neuprugogo deformirovaniya alyuminiyevovo splava D16T po rezul'tatam ispytaniy na rastyazhenie i kruchenie / A.B. Ipatova, V.E. Vildeman // Vestn. Sam. gos. tehn. un-ta. Ser. Fiz. –mat. nauki. – 2012. – № 4 (29). – S. 106 – 114.
6. Tretyakov, M.P. Opytnoe izuchenie zakonornostey zakriticheskogo povedeniya s uchetoм neodnorodnosti deformirovaniya obraztsa / M.P. Tretyakov, V.E. Vildeman // Matematicheskoe modelirovanie v estestvennykh naukakh. – 2016. – № 1. – S. 549 – 553.
7. Nadai, A. Theory of Flow and Fracture of Solids / A. Nadai. – N.y. etc.: McGraw–Hill, 1963.
8. Vasin, R.A. Issledovanie opredelyayuschih sootnoshenii i kriteriev razhrusheniya na sploshnykh i tolstostennykh trubchatykh tsylindricheskikh obraztsakh / R.A. Vasin, A.A. Ilyushin, P.A. Mossakovskii // Izv. RAN. MTT. – 1994. – № 2. – S. 177 – 184.
9. Ivanov, A.M. Mehanizm razrusheniya nizkolegirovannoi stali, podvergnutoi kombinirovannoi intensivnoi plasticheskoi deformatsii i otzhigu / A.M. Ivanov // Vestnik Tambovskogo universiteta. Seriya Estestvennye i tehnikeskie nauki. – 2016. – T. 21, vyp. 3. Fizika. – S. 1016 – 1019.
10. Petrova, N.D. Vliyanie rezhimov termoplasticheskoi obrabotki na mekhanicheskie svoystva i mehanizm razrusheniya nizkolegirovannoi stali pri nizkikh temperaturah ispytaniya / N.D. Petrova, A.M. Ivanov, A.S. Syromyatnikova // Fundamentalnye issledovaniya – 2015. – № 2. – S. 30 – 35.
11. Balandin, V.I. Vysokoskorostnoe deformirovanie i razrushenie stali 09G2S / V.I. Vas. Balandin, V.I. Balandin, A.M. Bragov, L.A. Igumnov, A.Yu. Konstantinov, A.K. Lomunov // Izvestiya RAN. MTT. – 2014. – № 6. – S. 78 – 85.
12. Kachanov, L.M. Osnovy teorii plastichnosti / L.M. Kachanov. – M.: Nauka, 1969. – 420 s.
13. Bazhenov, V.G. Eksperimentalno–teoreticheskoe issledovanie predelnykh sostoyanii uprugoplasticheskikh sterzhney razlichnogo poperechnogo secheniya pri rastyazhenii / V.G. Bazhenov, A.I. Kibec, P.V. Laptev, S.L. Osetrov // Problemy mehaniki. Sb. statei k 90–letiyu so dnya rozhdeniya A.I. Ishlinskogo. Pod red. Klimova D.M. i dr. M.: Fizmatlit, 2003. – C. 116 – 123.
14. Malinin, N.N. Prikladnaya teoriya plastichnosti i polzuchesti / N.N. Malinin. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 400 s.

Bazhenov Valentin Georgievich

National Research Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod
Doctor Phys. And Math. Sci., Professor, Head of Laboratory «Laboratory of Mathematical Modeling and Material Propertys Identification»
603950, GSP–1000, Nizhny Novgorod, pr. Gagarina, 23.
Ph.: +7 920 077 73 09
E-mail: bazhenov@mech.unn.ru

Kazakov Dmitry Aleksandrovich

National Research Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod
Cand. Techn. Sci., Head of Laboratory
603950, GSP–1000, Nizhny Novgorod, pr. Gagarina, 23.
Ph.: +7 920 064 51 61
E-mail: kazakov@mech.unn.ru

Nagornyykh Elena Vladimirovna

National Research Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod
Cand. Phys. And Math. Sci., Docent, Senior Researcher
603950, GSP–1000, Nizhny Novgorod, pr. Gagarina, 23.
Ph.: +7 902 308 69 26
E-mail: pavlyonkova@mech.unn.ru

Osetrov Dmitry Lvovich

National Research Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod
Graduate student, Associate Researcher
603950, GSP–1000, Nizhny Novgorod, pr. Gagarina, 23.
Ph.: +7 920 024 41 13
E-mail: osetrovdmitry@mail.ru

Ryabov Aleksandr Alekseevich

FGUP RFYAC–VNIIEF, Sarov of Nizhny Novgorod Region
Doctor Phys. And Math. Sci., Head of Department

С.Д. САМУЙЛОВ, О.А. ТРОИЦКИЙ

ЭЛЕКТРОПЛАСТИЧЕСКОЕ КОМПАКТИРОВАНИЕ (БРИКЕТИРОВАНИЕ) ДИСПЕРСНЫХ ПРОВОДЯЩИХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ РЕЦИКЛИНГА ОТХОДОВ ВЫСОКОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ, ПОЛУЧЕНИЯ ЗАГОТОВОК, ПОЛУФАБРИКАТОВ, МАТЕРИАЛОВ И ИЗДЕЛИЙ С НОВЫМ УРОВНЕМ СВОЙСТВ

Аннотация. Анализируется возможность получения пористых металлических материалов с использованием электроимпульсной технологии брикетирования дисперсных металлических сред. Прочность брикета формируется за счёт контактной импульсной электрической сварки частиц металла, в качестве технологического инструмента используется электрический ток большой плотности. При относительно небольшом вкладе энергии (~ 5 квт.час/т) прочность брикетов на разрыв более 200 кН/м². Плотность брикетов может регулироваться в диапазоне от 10 до 50 %. Можно изготавливать пористые материалы из металлической стружки и порошка, изготавливать композиты с электропроводящими и диэлектрическими включениями.

Ключевые слова: компактирование, брикетирование, легковесный металлолом, порошковая металлургия, сложный лом, металлическая стружка, пористые металлы, импульсная электрическая сварка.

Введение.

Стратегия устойчивого развития мирового хозяйства в условиях ограниченности ресурсов предполагает разработку эффективных технологий получения материалов и полуфабрикатов с новым уровнем свойств, в т.ч. из отходов [1]. Перспективным способом их создания является использование в качестве новых технологических инструментов потоков энергии большой плотности, в т.ч. электрического тока [2 – 4].

Основная часть.

Электропластическое, электроимпульсное компактирование (брикетирование) металлических отходов обеспечивает их более рациональную переработку в виде брикетов и получение дешёвых пористых материалов и изделий [5 – 16]. В качестве технологического инструмента используется электрический ток большой плотности (рисунок 1).

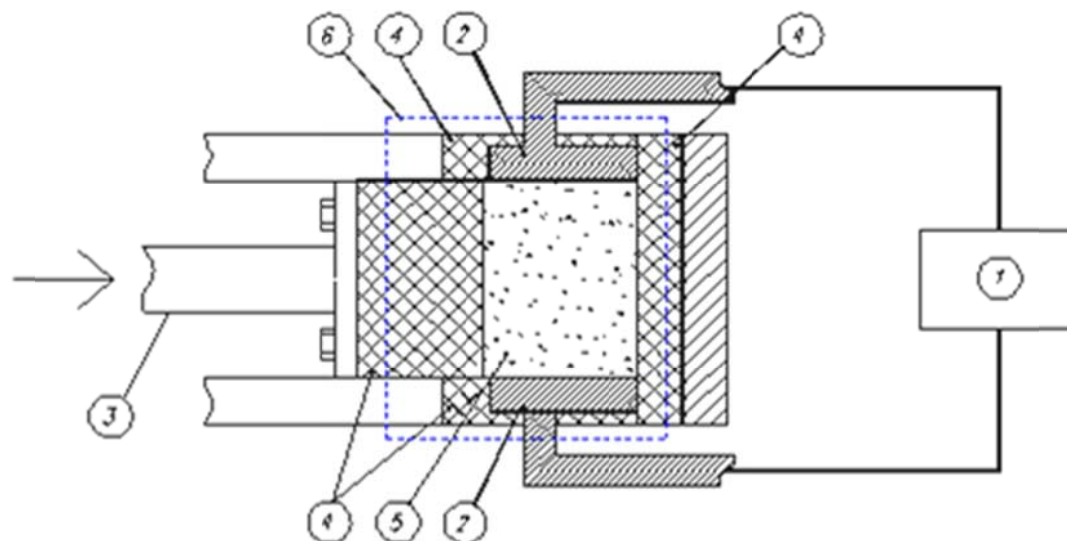


Рисунок 1. – Схема процесса электроимпульсного брикетирования:

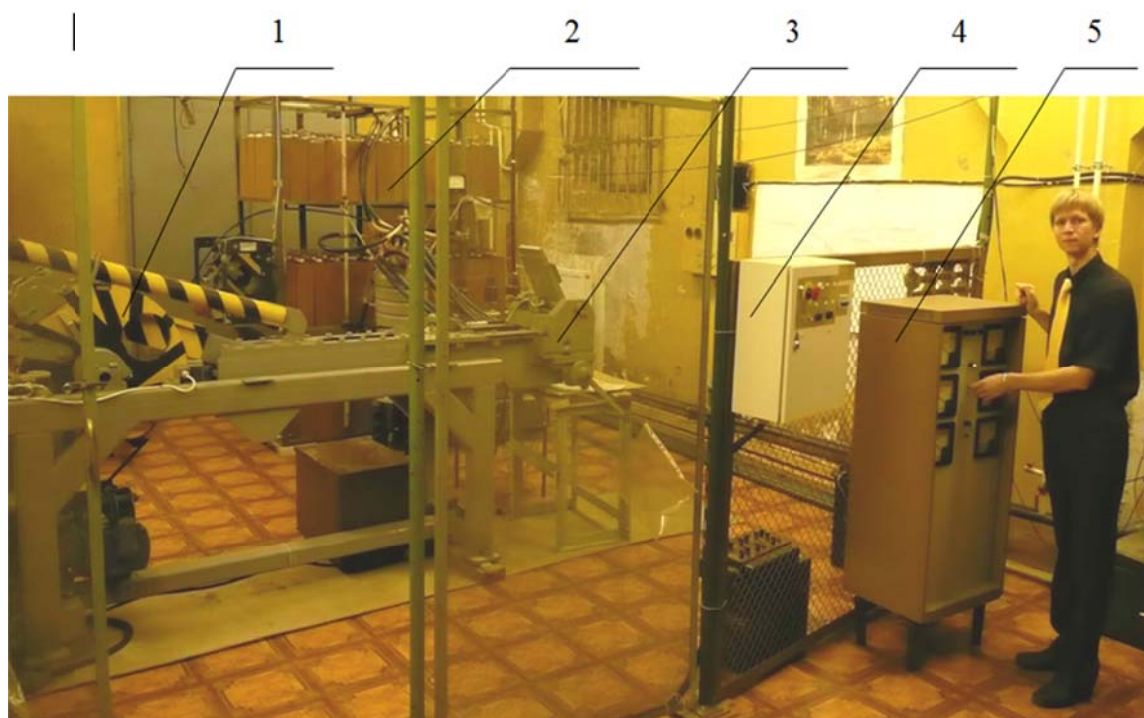
1 – Источник импульсного электрического тока, 2 – электроды, 3 – поршень прессы, 4 – изоляторы, 5 – стружка, 6 – электроизолированная пресс-форма

Измельчённые отходы прессуют при сравнительно небольших давлениях, а затем не снимая давления подвергают обработке импульсом электрического тока с использованием электропластического эффекта. Эта обработка позволяет связать спрессованный материал в прочный брикет. Весь металл при брикетировании нагревается незначительно, а локальные зоны контактов на короткое время, это, позволяет избежать существенного окисления

металла даже при брикетировании на воздухе такого химически активного металла как титан, в том числе и в точках контактов [5 – 7]. Для формирования брикета используется, локальное кратковременное воздействие на исходное сырьё потока энергии большой плотности – импульс электрического тока. Локальность воздействия обеспечивается самим способом воздействия, а прочность материала формируется за счёт электропластического эффекта (ЭПЭ) и импульсной электрической сварки контактов между частицами металла.

Первоначально предполагалось, что контакты между частицами металла формируются за счет твердотельных механизмов спекания, т.к. считалось, что возникающие жидкие мостики будут быстро разрушаться за счёт развития магнитогидродинамической неустойчивости [5, 7]. Однако изучение зоны контакта выявило следы плавления металла [6]. В то же время проведённый теоретический анализ показал, что для любых квазиплоских контактов, которые в данном случае и формируются, при пропускании импульсного тока длительностью от десятков микросекунд до миллисекунд, контактные поверхности будут сближаться, жидкий металл будет выдавливаться в стороны, а площадь контакта и его проводимость будут расти. Перетяжная МГД неустойчивость и перегревная неустойчивость в этих условиях не развиваются т.к. длина волны неустойчивости больше предполагаемой толщины расплавленного слоя, винтовая МГД неустойчивость может проявляться в более медленных процессах [17, 18].

На лабораторной, опытно-промышленной и модельной установках (рисунок 2, фотография пробного брикета рисунок 3.) [5, 8 – 10] изготовлены брикеты различной формы, размера и плотности из стружки титановых сплавов различных сортов, в том числе высокопрочных (BT1-0, 3M, BT20, Ti-10V-2Fe-3Al и др), брикеты из стружки большинства других металлов: меди, латуни, алюминия, чугуна и сталей, в том числе немагнитных нержавеющей, углеродистых, легированных); измельченного стального лома, металлокорда [5, 7, 11].



*Рисунок 2 – Модельный образец установки для брикетирования металлической стружки:
1 – пресс, 2 – конденсаторная батарея, 3 – прессовальная камера, 4 – пульт управления прессом,
5 – пульт управления конденсаторной батареей*

Механические испытания брикетов разной плотности показали, что при малой амплитуде пропускаемого тока брикеты не образуются, при её увеличении образуются брикеты малой прочности, затем прочность брикетов растёт при совместном воздействии ЭПЭ и контактной сварки. При относительно небольшом вкладе энергии (~ 5 квт час/т) прочность брикетов на разрыв превысила 200 кН/м^2 , что достаточно для их транспортировки и переработки. Лучший образец из числа тех, которые мы смогли разрушить по нашей

методике, имел прочность на разрыв ~ 500 кПа, более прочные образцы выскальзывали из захватов разрывной машины [5, 7].



Рисунок 3 – Фотография пробного брикета. Стружка титанового сплава 3М
Размер брикета: 175х64х50 мм; плотность 1,1 г/см³ (пористость 75%); масса 590 г

Предложено использовать брикеты для легирования металлов [12], в т.ч.: брикеты изготовленные из стружки металла – лигатуры, смеси стружки разных металлов, композитные брикеты из стружки и кускового материала, в частности отсева мелкой фракции лигатур обычного типа. Получены брикеты с диэлектрическими (рисунок 4) и электропроводящими (рисунок 5) включениями, причём электропроводность включений как несколько выше, так и существенно ниже, чем у основы. Концентрация кусковой фазы может составлять до половины объёма образца.



Рисунок 4 – Фотография фрагмента композитного брикета из стружки стали Ст. 3 с добавкой кусков материала с малой электропроводностью (горной породы)
Размер брикета: 200х60х60 мм; плотность 1,4 г/см³; масса 1 кг (400 г стружки и 600 г породы)

Этот процесс важен для получения лигатур нового типа и возвращения в металлургических процесс многих видов дисперсных отходов образующихся в металлургии и металлообработке, в частности металлической окалины [13, 14], он может быть использован для получения композитных материалов. Экспериментально исследована возможность микролегирования и рафинирования алюминиевых сплавов с использованием брикетов из стружки титанового сплава, легирования сталей брикетами, из смеси 30 % стальной и 70 % титановой стружки (аналог 70% ферротитана), легирования титановых сплавов брикетами из титановой стружки содержащими куски алюминия и алюмованадия

Исследовалось влияние процесса брикетирования на качество получаемого металла (на примере реакционного металла – титана), установлено, что загрязнение металла кислородом и азотом [5], в т.ч. в зоне точек сварки [6], не препятствует их использованию. Температура брикетов после обработки не превышает 200 °С [7]. При таком нагреве не происходит газонасыщения металла, кроме того, это показывает, что технология является энергосберегающей.



Рисунок 5 – Фотография фрагмента брикета из стружки высокопрочного титанового сплава BT20 с добавлением крупных кусков титана с размером: диаметр: 20 мм, длина: 48 мм, массой 68 г. Размер брикета: диаметр 50 мм, высота 90 мм; масса 215 г плотность 1,2 г/см³

Совместно с ООО «Новые технологии инжиниринг» разработан эффективный метод получения металлических порошков размолот стружки, получены пробные брикеты из порошка (рисунок 6), и брикеты из порошка с включениями из стеклянных шариков (рисунок 7), их содержание составляло 20 и 30 % по насыпному объёму [15, 16].

Применение электроимпульсной технологии открывает возможность изготовления широкого спектра пористых металлических материалов и изделий из металлической стружки и отходов, порошков и гранул, чешуек, волокон и т.п. [16]. В состав образцов могут вводиться значительные количества металлических и диэлектрических включений, причём их размер может быть как много больше, так и несколько меньше характерного размера частиц материала матрицы.

Пористость материала может варьироваться от насыпной пористости исходного материала и до 50 %, (для дроблёной стружки в диапазоне от 90 до 50 %). Предлагаются подходы позволяющие получать материал с большей пористостью. Получены материалы с прочностью на разрыв ~ 500 кПа. Однако прочность может быть увеличена при

использовании импульсного тока большей амплитуды. Кроме того, она может быть увеличена спеканием.



Рисунок 6 – Брикет из порошка титана (диаметр 35, высота 46,5 мм; масса 103 г, плотность 2,3 г/см³; пористость 50%; осыпь порошка 2,5 г, 2,4 %) и увеличенное изображение его центральной части 1х1 см

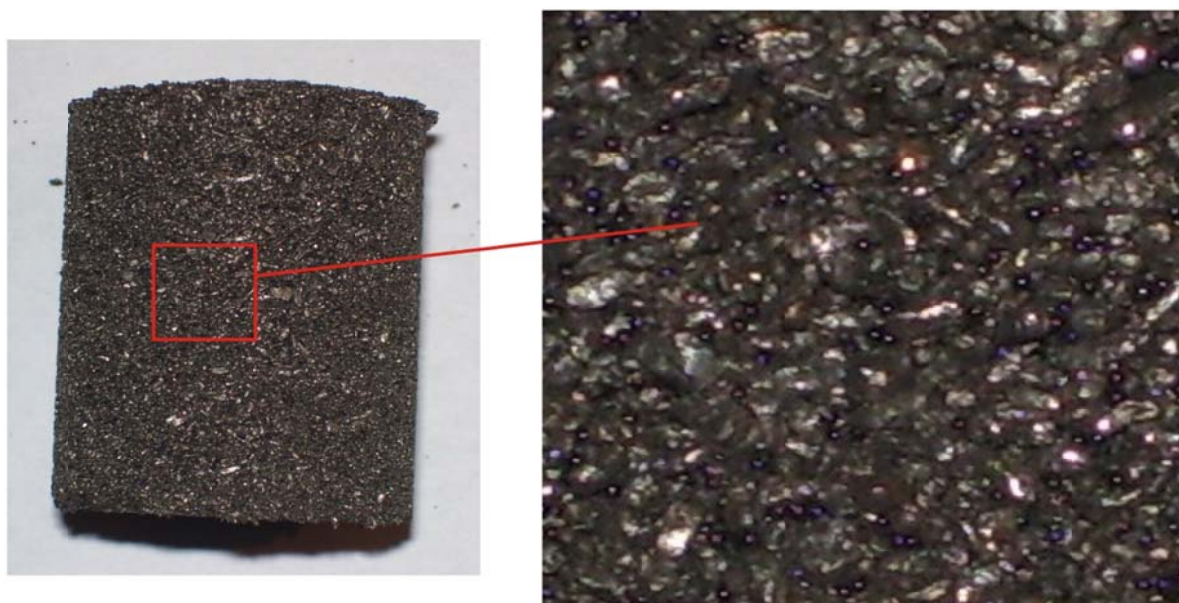


Рисунок 7 – Композитный брикет из порошка титана и стеклообразных минеральных шариков (размер брикета: диаметр 35 мм, высота 40,5 мм; масса 109 г, плотность 2,8 г/см³; осыпь порошка 3,4 г (3,1 %); содержание шариков по насыпному объёму 20 %, по весу 16%, в объёме брикета стекло 9%, титан 55%, поры 36 %) и увеличенное изображение его центральной части 1х1 см

Заключение.

Экспериментально установлено, что электроимпульсная, электропластическая технология компактирования дисперсных электропроводящих материалов позволяет брикетировать не только стружку любых металлов и сплавов, но и многие другие материалы, в частности измельченный лом и металлические порошки (в т.ч. полученные размолом стружки), получать композитные брикеты с включениями мелких и относительно крупных диэлектрических и электропроводящих кусков, в т.ч. с более высокой электропроводностью. Возможно брикетирование любых измельчённых металлических отходов, а неметаллические отходы могут утилизироваться совместно с металлом в составе композитных брикетов. Брикеты могут использоваться не только в качестве шихты для переплава, но в качестве

полуфабрикатов, в т.ч. лигатуры; и пористых изделий и материалов: фильтров и носителей для фильтров, электрорезистивных и тепловыделяющих элементов, противопожарных перегородок и т.п.

Электропластическая технология брикетирования обеспечивает высокую производительность процесса и не требует больших затрат энергии. Производство брикетов из металлической стружки экономически оправдано за счёт их более высокой стоимости по сравнению со стружкой. Целесообразно использовать металлобрикеты в качестве полуфабрикатов, материалов, и изделий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Юсфин, Ю.С. Ресурсо-экологические проблемы XXI века и металлургия / Ю.С. Юсфин, В.С. Лисин. – М. Высшая школа, 1998. – 447 с.
2. Деменюк, В.Д. Методы электроимпульсной консолидации: альтернатива спарк-плазменному спеканию (обзор литературы) / В.Д. Деменюк, М.С. Юрлова, Л.Ю. Лебедева, Е.Г. Григорьев, Е.А. Олевский // Ядерная физика и инжиниринг. – 2013. – Т. 4. – № 3. – С. 195.
3. Yurlova, M.S. Electric pulse consolidation: an alternative to spark plasma sintering / M.S. Yurlova, V.D. Demenyuk, L.Y. Lebedeva, D.V. Dudina, E.G. Grigoryev, E.A. Olevsky // Journal of Materials Science. – 2014. – Т. 49. – № 3. – С. 952–985.
4. Троицкий, О.А. Физические основы и технологии обработки современных материалов» (теория, технология, структура и свойства) / О.А. Троицкий, Ю.В. Баранов, Ю.С. Авраамов, А.Д. Шляпин. – Москва–Ижевск, монография т. I (590 стр.) и т. II (467 стр.), Изд-во РХД, АНО ИКИ (г. Ижевск), 2004.
5. Самуйлов, С.Д. Электрофизический метод брикетирования металлической стружки / С.Д. Самуйлов. – LAP LAMBERT Academic Publishing, Saarbrücken Germany, 2011. – 136 с.
6. Пузаков, И.Ю. Газонасыщение точек сварки при брикетировании титановых сплавов электроимпульсным методом / И.Ю. Пузаков, М.А. Корнилова, С.Д. Самуйлов, А.Д. Крестьянинов // Технология лёгких сплавов. – 2011. – № 1. – С. 98 – 107.
7. Абрамова, К.Б. Формирование брикетов из отдельных металлических частиц и диэлектрика, под воздействием коротких импульсов электрического тока большой плотности / К.Б. Абрамова, Ю.Н. Бочаров, С.Д. Самуйлов, И.П. Щербаков // ЖТФ. – 2001. – т. 71. – В. 4. – С. 122 – 127.
8. Самуйлов, С.Д. Электроимпульсная установка для брикетирования металлических отходов/ С.Д. Самуйлов. – LAP LAMBERT Academic Publishing, Saarbrücken Germany, 2015. – 80 с.
9. Самуйлов С.Д., Крестьянинов Д.А., Щербаков И.П. Патент на Полезную модель № 107723 «Устройство для брикетирования металлической стружки», дата приоритета 07.02.11., БИ № 24 27.08.2011.
10. Самуйлов С.Д., Крестьянинов Д.А., Щербаков И.П. Патент на Полезную модель № 147578 «Устройство для брикетирования металлической стружки», дата приоритета 07.03.14., БИ № 31 10.11.2014.
11. Самуйлов, С.Д. Электроимпульсная технология брикетирования стружки и других отходов чёрных металлов/ С.Д. Самуйлов // Чёрные металлы. – 2009. – С. 14 – 19.
12. Бочаров, Ю.Н. О возможности использования электрофизической технологии брикетирования металлической стружки для изготовления лигатур / Ю.Н., Бочаров, Д.А. Крестьянинов, С.Д. Самуйлов, Ю.А. Филин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2008. – № 6 (70). – С. 125 – 130.
13. Троицкий, О.А. Сварка При Упаковке Стружечных Отходов / О.А. Троицкий, С.Д. Самуйлов // Сварка. Реновация. Триботехника. тезисы докладов VII Уральской научно-практической конференции. ФГАОУ ВПО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», Нижнетагильский технологический институт (филиал). – 2015. – С. 148–152.
14. Троицкий, О.А. Технология деванадации чугуна с присадкой содержащих окалину брикетов на основе стальной стружки / О.А. Троицкий, С.Д. Самуйлов, В.Ф. Юдкин, В.В. Кашин, Ю.Д. Исупов // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования. – 2015. – Т. 1,1. – С. 73–76.
15. Игнатов, В.И. Получение металлических порошков механическим измельчением стружки или лома и пористых образцов электроимпульсным методом / В.И. Игнатов, А.А. Краснов, К. Костров, А.Ю. Силин, С.Д. Самуйлов // Цветные металлы. – 2010. – № 1. – С. 80–84.
16. Самуйлов, С.Д. Электроимпульсное компактирование – перспективный метод получения пористых материалов/ С.Д. Самуйлов // Технология металлов. – 2012. – № 9.
17. Самуйлов, С.Д. К вопросу о поведении и устойчивости жидкого металла в квазиплоских электрических контактах/ С.Д. Самуйлов // ЖТФ. – 2016. – Т. 86. – В. 6. – С. 17–33.
18. Samuilov, S.D. On the Behavior and Stability of a Liquid Metal in Quasi-planar Electric Contacts / S.D. Samuilov // Technical Physics. – 2016. – Vol. 61. – №. 6. – pp. 815–821.

Самуйлов Сергей Дмитриевич
Физико-Технический Институт им. А.Ф. Иоффе,
Россия, Санкт Петербург.
Кандидат технических наук, старший научный
сотрудник.
Тел.: (812)– 292–71–36, (911)–161–07–22
E-mail: Sam.mhd@mail.ioffe.ru

Троицкий Олег Александрович
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН,
Россия, Москва,
Доктор технических наук, главный научный
сотрудник
E-mail: o.a.troitsky@rambler.ru

ELECTRICAL PLASTICITY COMPACTING (BRIQUETTING) OF DISPERSED ELECTRICAL CONDUCTING MATERIAL FOR RECYCLING OF WASTE HIGH-STRENGTH ALLOY, PRODUCING OF BLANK, SEMIFINISHED ITEM, MATERIAL AND FINISHED ITEM WITH A NEW LEVEL OF PROPERTY

Abstract. *Is analyzed possibility of reception of porous metal materials with use of electrical pulse technology of briquetting of disperse metal medium. Durability of a briquette is formed for the account of contact pulse electric welding of particles of metal, as the technological tool the electric current of the high density is used. At rather small contribution of energy (~ 5 kW•h/t) durability of briquettes under tensile stress more than 200 kN/m². The density of briquettes can be regulated in a range from 10 to 50 %. It is possible to make porous materials of a metal shaving and a powder, to make composites with electrical conducting and dielectric inclusions.*

Keywords: *powder metallurgy, porous metal, electrical plasticity, electrical pulse technology, compaction, briquetting, sinter, electrical physics settings, electrical welding, wastes, scrap-metal, metallic shavings.*

BIBLIOGRAPHY

1. Yusfin. YU.S. Resurso-ekologicheskiye problemy XXI veka i metallurgiya / YU.S. Yusfin, V.S. Lisin. – M. Vysshaya shkola. 1998. – 447 s.
2. Demenvuk. V.D. Metody elektroimpulsnov konsolidatsii: alternativa spark-plazmennomu spekanivu (obzor literatury) / V.D. Demenvuk. M.S. Yurlova, L.YU. Lebedeva, Ye.G. Grigoryev, Ye.A. Olevskiy // Yadernaya fizika i inzhiniring. – 2013. – T. 4. – № 3. – S. 195.
3. Yurlova. M.S. Electric pulse consolidation: an alternative to spark plasma sintering / M.S. Yurlova. V.D. Demenvuk. L.Y. Lebedeva, D.V. Dudina, E.G. Grigoryev, E.A. Olevsky // Journal of Materials Science. – 2014. – T. 49. – № 3. – S. 952–985.
4. Troitskiy. O.A. Fizicheskoye osnovy i tekhnologii obrabotki sovremennykh materialov» (teoriya. tekhnologiya. struktura i svoystva) / O.A. Troitskiy, YU.V. Baranov, YU.S. Avraamov, A.D. Shlyapin. – Moskva–Izhevsk, monografiya t.I (590 str.) i t. II (467 str.). Izd-vo RKHD. ANO IKI (g. Izhevsk). 2004.
5. Samuylov. S.D. Elektrofizicheskoy metod briketirovaniya metallicheskoj struzhki / S.D. Samuylov. – LAP LAMBERT Academic Publishing. Saarbrücken Germanv. 2011. – 136 s.
6. Puzakov. I.YU. Gazonasvshcheniye tochek svarki pri briketirovanii titanovykh splavov elektroimpulsnym metodom / I.YU. Puzakov, M.A. Kornilova, S.D. Samuylov, A.D. Krestyaninov // Tekhnologiya logikikh splavov. – 2011. – № 1. – S. 98 – 107.
7. Abramova. K.B. Formirovaniye briketov iz otdelnykh metallicheskiykh chastits i dielektrika. pod vozdevstviyem korotkiykh impulsov elektricheskogo toka bolshoy plotnosti / K.B. Abramova, YU.N. Bocharov, S.D. Samuylov, I.P. Shcherbakov // ZHTF. – 2001. – t. 71. – V. 4. – S 122 – 127.
8. Samuylov. S.D. Elektroimpulsnaya ustanovka dlva briketirovaniya metallicheskiykh otkhodov/ S.D. Samuylov. – LAP LAMBERT Academic Publishing. Saarbrücken Germanv. 2015. – 80 s.
9. Samuylov S.D., Krestvaninov D.A., Shcherbakov I.P. Patent na Poleznuvu model № 107723 «Ustroystvo dlya briketirovaniya metallicheskoj struzhki». data prioriteta 07.02.11.. BI № 24 27.08.2011.
10. Samuylov S.D., Krestvaninov D.A., Shcherbakov I.P. Patent na Poleznuvu model № 147578 «Ustroystvo dlya briketirovaniya metallicheskoj struzhki». data prioriteta 07.03.14.. BI № 31 10.11.2014.
11. Samuylov. S.D. Elektroimpulsnaya tekhnologiya briketirovaniya struzhki i drugikh otkhodov chornyykh metallov/ S.D. Samuylov // Chornyye metallv. – 2009. – S 14 – 19.
12. Bocharov. YU.N. O vozmozhnosti ispolzovaniya elektrofizicheskoy tekhnologii briketirovaniya metallicheskoj struzhki dlva izgotovleniya ligatur / YU.N. Bocharov, D.A. Krestvaninov, S.D. Samuylov, YU.A. Filin // Nauchno-tekhnicheskoye vedomosti SPbGPU. – 2008. – № 6 (70). – S. 125 – 130.
13. Troitskiy. O.A. Svarka Pri Upakovke Struzhechnykh Otkhodov / O.A. Troitskiy, S.D. Samuylov // Svarka. Renovatsiya. Tribotekhnika. tezisv dokladov VII Uralskov nauchno-prakticheskoy konferentsii. FGAOU VPO «UrFU im. pervogo Prezidenta Rossii B.N. Yeltsina». Nizhnetagilskiy tekhnologicheskoy institut (filial). – 2015. – S. 148–152.
14. Troitskiy. O.A. Tekhnologiya devanadatsii chuguna s prisadkov soderzhashchikh okalinu briketov na osnove stalnoy struzhki / O.A. Troitskiy, S.D. Samuylov, V.F. Yudkin, V.V. Kashin, YU.D. Isupov // Aktualnyye problemy sovremennoy nauki, tekhniki i obrazovaniya. – 2015. – T. 1.1. – S. 73–76.
15. Ignatov. V.I. Polucheniy metallicheskiykh poroshkov mekhanicheskim izmelcheniyem struzhki ili loma i poristvkh obraztsov elektroimpulsnym metodom / V.I. Ignatov, A.A. Krasnov, K. Kostrov, A.YU. Silin, S.D. Samuylov // Tsvetnyye metallv. – 2010. – № 1. – S. 80–84.
16. Samuylov. S.D. Elektroimpulsnoye kompaktirovaniye – perspektivnyy metod polucheniya poristvkh materialov/ S.D. Samuylov // Tekhnologiya metallov. – 2012. – № 9.
17. Samuylov. S.D. K voprosu o povedenii i ustoychivosti zhidkogo metalla v kvaziploskiykh elektricheskikh kontaktakh/ S.D. Samuylov // ZHTF. – 2016. – T. 86. – V. 6. – S 17–33.
18. Samuilov. S.D. On the Behavior and Stability of a Liquid Metal in Quasi-planar Electric Contacts / S.D. Samuilov // Technical Physics. – 2016. – Vol. 61. – №. 6. – pp. 815–821.

Samujlov Sergej Dmitrievich
Fiziko-Tekhnicheskij Institut im. A.F. Ioffe, Rossiya,
Sankt Peterburg.
Kandidat tekhnicheskikh nauk, starshiy nauchnyy sotrudnik.
Ph.: (812)– 292-71–36, (911)–161–07–22
E-mail: Sam.mhd@mail.ioffe.ru

Troitskiy Oleg Aleksandrovich
Institut mashinovedeniya im. A.A. Blagonravova RAN,
Rossiya, Moskva,
Doktor tekhnicheskikh nauk, glavnyy nauchnyy sotrudnik
E-mail: o.a.troitskiy@rambler.ru

Е.В. БУРКОВА, Д.В. БУРКОВ

АНАЛИЗ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПО НАКОПЛЕНИЮ И ПЕРЕДАЧЕ ТЕПЛОВОЙ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ

Аннотация. Проведен математический анализ теплового режима бассейна карьера, представляющий собой тепловой аккумулятор, с использованием метода пространства переменных состояний. Представлена система теплоаккумулятора, в которой наблюдается увеличение скорости циркуляции жидкости с увеличением температуры.

Ключевые слова: солнечная энергия, сезонный аккумулятор, поток жидкости, плотность поглощенной энергии.

Введение.

Экологическая безопасность городов и поселков Крыма является одной из актуальнейших задач современного развития курортов и санаториев Крыма. Остро стоит вопрос уменьшения загрязнения южного берега Крыма и других курортных зон от выбросов CO, CO₂, NO и других компонентов при работе отопительных систем, использующих традиционные энергоносители: уголь, мазут, газ.

Улучшение экологии может быть достигнуто путем замены котельных, использующих традиционные энергосистемы, для обеспечения теплоснабжения Балаклавы на экологически безопасной системе теплоснабжения, использующих энергию солнечной радиации и тепло земли бассейна отработанного карьера.

Постановка задачи.

На сегодняшний день проблема экологической опасности отработанных карьеров до конца не решена. Уже имеющиеся способы рекультивации таких карьеров позволяют полностью предотвратить экологический ущерб, который наносится окружающей среде [1,2,9].

Бассейн отработанного карьера можно рассматривать как тепловой аккумулятор и организацию данного аккумулятора можно выполнить по типу солнечного пруда (рисунок 1). Для подавления тепловой конвекции и аккумулятирования тепла придонный слой имеет повышенную соленость, формируется специальный аккумулятор [3,10].

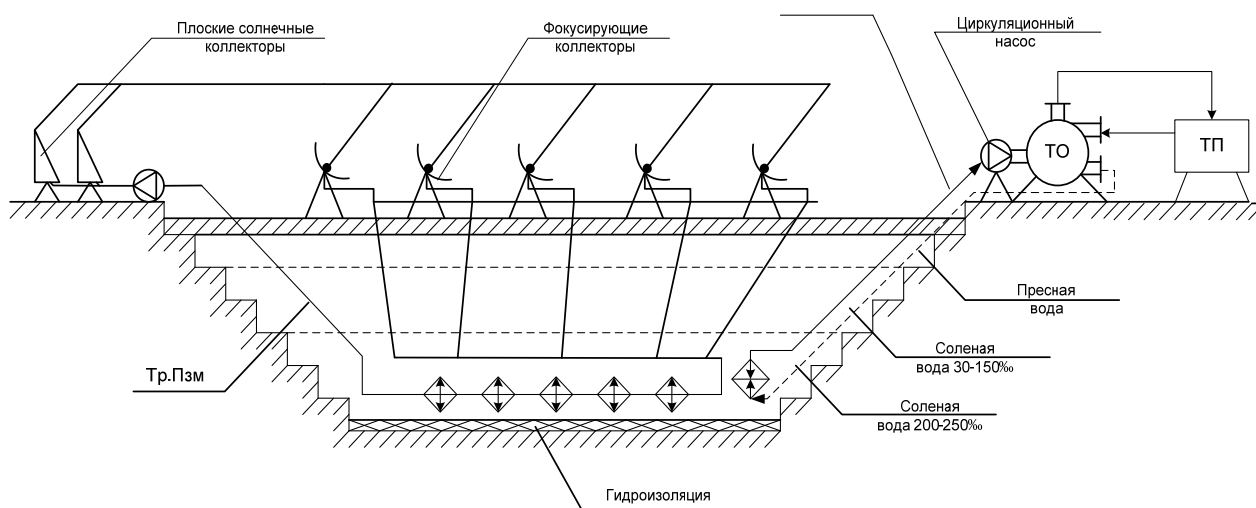


Рисунок 1 – Общая схема сезонного аккумулятора теплоты

Верхний слой аккумулирующего материала (пресная вода) изолируется специальными устройствами, на которых расположены фокусирующие солнечные коллекторы [11].

Рассмотрение физической системы как объекта исследования или проектирования распределим все переменные, характеризующие систему на три множества:

- входные переменные, v_1, v_2, \dots, v_m характеризующие внешнее воздействие на входы системы (изменение температуры);
- переменные состояния x_1, x_2, \dots, x_n – внутренние (промежуточные) переменные, совокупность которых полностью характеризует свойства системы (изменение теплопередачи);
- выходные переменные y_1, y_2, \dots, y_p , представляющие те реакции на внешние воздействия и те состояния системы, которые представляют интерес для исследования.

Результаты и их анализ.

После упорядочения (нумерации) элементов имеем тип параметра: входной (задающий) $v=(v_1, v_2, \dots, v_m)$, вектор состояний $x=(x_1, x_2, \dots, x_n)$ и выходной $y=(y_1, y_2, \dots, y_p)$. Используя пространство переменных состояния [4] саму систему можно рассматривать как «черный ящик» с m входами и r выходами с каждым из которых связана соответствующая переменная. Совокупность входов можно рассматривать как один обобщенный вход, а совокупность выходов – как обобщенный выход. Переменные состояния связаны с внутренними свойствами системы.

Процессы, протекающие в бассейне для рассматриваемой системы, можно описать системой нелинейных дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dt} = v_1 - (v_1 - v_2 - v_1)x_1 \\ \frac{dx_3}{dt} = v_1(1 - x_1 - x_3) - (v_1 + v_2)x_3 \\ \frac{d\tau}{dt} = h_1 v_1 x_1 + h_2 v_2 (1 - x_1 - x_3) + v_1(\tau_1 - \tau) + v_2(\tau_2 - \tau) + C \end{cases} \quad (1)$$

Переменные состояния x_1 и x_3 означают весовые доли компонентов C_1 и C_3 , которые связаны с весовой долей x_2 компоненты C_1 зависимостью $x_1 + x_2 + x_3 = 1$. Переменные составляющие x характеризуют температуру подогрева солнечными коллекторами. Третья переменная состояния τ представляет собой количество теплоты, выделяемой в бассейне от суммарной солнечной радиации. Уравнение составляем в предположении, что компоненты солевого раствора теплоаккумулятора C_1, C_2, C_3 имеют одинаковые теплоемкости и плотности, молекулярный вес компонент не меняется. Скорости нагрева v_1 и v_2 компонент состава теплоаккумулятора C_1 и C_2 соответственно и их температуры τ_1 и τ_2 являются задающими воздействиями, а C – скорость теплообмена бассейна [5,6]. Скорости теплообмена v_1 и v_2 выражаются экспоненциальными функциями:

$$\begin{cases} v_1 = x_1 \exp \frac{\alpha_1 - \beta_2}{\tau} \\ v_2 = x_2 \exp \frac{\alpha_2 - \beta_2}{\tau} \end{cases} \quad (2)$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ – константы.

Обозначив вектор переменных состояния $x=(x_1, x_3, \tau)$ и вектор воздействия $v=(v_1, v_2, \tau_1, \tau_2)$ нелинейное уравнение можно записать в матричной форме через вектор-функцию:

$$\frac{dx}{dt} = f(x, v, t) \quad (3)$$

Непрерывно детерминированные системы в каждый момент времени t можно описать парой матричных уравнений:

$$\frac{dx(t)}{dt} = F[x(t), v(t)]; y(t) = y[x(t), v(t)] \quad (4)$$

Первое из них является уравнением состояния системы, решение которого, удовлетворяющему условию начальных значений состояния бассейна $x_0=x(t_0)$, дает вектор состояния:

$$x(t) = \psi[x(t_0), v(t)] \quad (5)$$

Второе уравнение определяет выходные переменные в зависимости от $x(t)$ и $v(t)$ и поэтому называется выходным уравнением.

Для линейных систем имеем:

$$\begin{aligned}\frac{dx(t)}{dt} &= A(t)x(t) + B(t)v(t); \\ y(t) &= C(t)x(t) + D(t)v(t),\end{aligned}\quad (6)$$

где $A(t)$ – матрица системы;
 $B(t)$ – матрица управления;
 $C(t)$ – матрица выхода;
 $D(t)$ – матрица входа.

Если элементы этих матриц зависят от времени t , то система будет линейной нестационарной или параметрической. Для линейных стационарных систем элементы матриц A, B, C, D выражаются постоянными числами, которые являются функциями параметров компонент системы [7].

Итоговая система уравнений, определяющая режим естественной циркуляции в коллекторе с гидродинамическим контуром, имеет вид:

$$\left\{ \begin{aligned} \rho(T_1)gL \sin \alpha + \frac{32\mu(T_1)v_1 L}{d^2} + 0.63 \frac{\rho(T_1)v_1^2 L}{d} = \\ = \frac{J^2}{2dK} \int_{T_1}^{T_2} \frac{\xi(T)}{\rho(T)} dT + Jv_1 \left(\frac{\rho(T_1)}{\rho(T_2)} - 1 \right) + \frac{g \sin \alpha}{K} \int_{T_1}^{T_2} \rho(T) dT \\ T_2 = T_1 + \frac{4P_0 L}{cd\pi dJ} \end{aligned} \right. \quad (7)$$

Решение этой системы уравнений, при известных $P_0, d, L, \alpha, T_1, c$ и параметрах жидкости, как функциях температуры $\rho(T), \nu(T), \mu(T), \alpha(T)$ позволяет определить обе неизвестных v_1 и T_2 . Это дает возможность определить поток жидкости в трубе коллектора и поток энергии, переносимый в аккумулятор. При наличии циркуляционных насосов производительность увеличится в m раз за счет увеличения напора жидкости.

Если в качестве исходных данных принять:

- поглощённый жидкостью поток энергии $P_0 = 700$ Вт/м²;
- теплоемкость воды $C = 4200 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;
- диаметр труб коллектора $d = 0,03$ м;
- длина труб коллектора $L = 2$ м;
- угол наклона коллектора к горизонту $\lambda = 45^\circ$;
- температуру в аккумуляторе $T_1 = 20^\circ \text{C} = 293 \text{ К}$,

то функциональные зависимости параметров воды от температуры имеют вид:

- плотность $\rho(T) = \frac{995,7}{0,984 + 0,483 \cdot 10^{-3}(T - 273)}$;
- коэффициент кинематической вязкости $\nu(T) = \frac{1,78 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337(T - 273) + 0,00022(T - 273)^2}$;
- коэффициент кинетической вязкости $\mu(T) = \rho(T)\nu(T)$;
- коэффициент температуропроводности $\alpha(T) = 1,32 \cdot 10^{-7} [1 + 0,003(T - 273)]$.

На

рис.2 показана зависимость скорости потока жидкости в опускной трубе и на входе в трубу коллектора в зависимости от температуры в баке-аккумуляторе. $P_{\text{осм}}$ скорости циркуляции с температурой обусловлен с уменьшением гидравлического сопротивления потоку жидкости, с другой – увеличением разности статических давлений в обратной трубе и трубе коллектора, которая, в свою очередь, связана с увеличением скорости падения плотности с ростом температуры [8]. Эта разность статических давлений представляет собой

движущее давление, возникающее вследствие разных масс жидкости в опускной трубе и трубе коллектора.

$$V_{\text{жидк}} \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$$

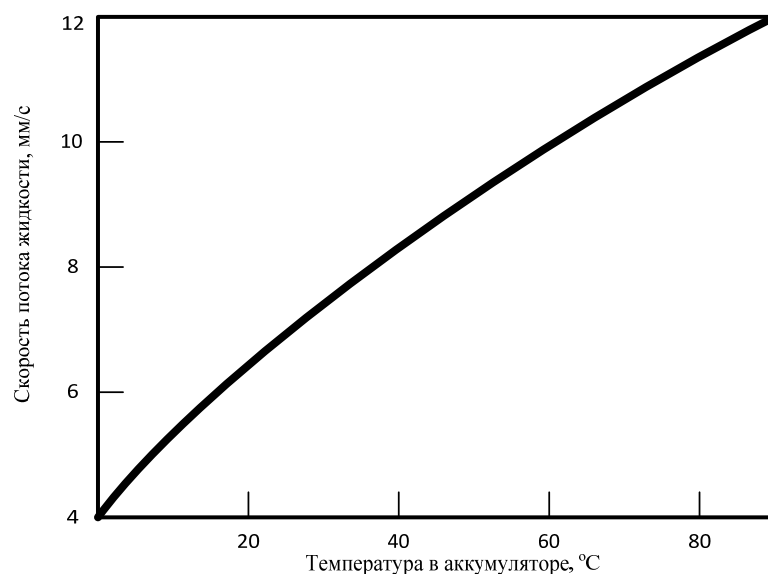


Рисунок 2 – Зависимость скорости потока жидкости на входе в трубу коллектора от температуры в аккумуляторе

Зависимость потока жидкости от плотности поглощенной энергии P_0 , существенно может меняться в течение светового дня с высотой Солнца над горизонтом и изменением его азимута относительно коллектора. Поток возрастает с увеличением освещённости. Скорость его роста существенно зависит от температуры. При температурах в аккумуляторе 20 °C, 40 °C и 60 °C средняя скорость увеличения потока жидкости при изменении поглощенного потока P_0 соответственно равна $5 \cdot 10^{-5} \frac{\text{кВт}}{\text{мин.} \cdot \text{Вт}}$; $7,5 \cdot 10^{-5} \frac{\text{кВт}}{\text{мин.} \cdot \text{Вт}}$; $9 \cdot 10^{-5} \frac{\text{кВт}}{\text{мин.} \cdot \text{Вт}}$. Это увеличение связано с уменьшением трения в коллекторе и росте движущего давления с температурой.

Закключение.

В представленной системе теплоаккумулятора наблюдается увеличение скорости циркуляции жидкости с увеличением температуры. Это увеличение скорости приводит к уменьшению приращения температуры в трубе коллектора, которое при температуре больше 360°C составляет 2,5–30°C.

При увеличении поглощенного потока тепла P_0 и температуры возрастает поток жидкости в трубе. При повышении температуры на 100 °C поток увеличивается на 22%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коваленко, В.С. Рекультивация нарушенных земель на карьерах / В.С. Коваленко, Р.М. Штейнцайг, Т.В. Голик. – М.: Горная книга, 2012. – 65 с.
2. Томаков, П.И. Экология и охрана природы при открытых горных работах / П.И. Томаков, В.С. Коваленко, А.М. Михайлов, А.Т.Калашников. – М.: Изд-во «МГТУ», 1994. – 418 с.
3. Макаров, В.В. Оценка возможности сезонного аккумулирования солнечной энергии в выработанных карьерах // Возобновляемая энергетика / В.В. Макаров, Е.В. Буркова – К.: ИВЭ НАН Украины. – 2008. – № 3. – С. 38–41.
4. Корн, Г. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1998. – 831 с.
5. Биркгоф, Г. Гидродинамика/ Г.М. Биркгоф. – М.: Иностранная литература, 1993. – 244 с.
6. Стырикович, М.А. Котельные агрегаты / М.А. Стырикович, К.Я. Катковская, Е.П. Серов. – М.: Госэнергоиздат, 1999. – 488 с.
7. Кутателадзе, С.С. Справочник по теплопередаче / С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский. – Л.: Госэнергоиздат, 1998. – 414 с.
8. Бекиров, Э.А., Алгоритм расчета и анализ естественной циркуляции в солнечном коллекторе / Э.А. Бекиров, Д.В. Каркач // Відновлювана енергетика. – 2013. – №1. – С. 21–28.

9. Муровская, А.С. Техническое решение по использованию отработанных карьеров для аккумуляции солнечной энергии с целью снижения антропогенного воздействия теплогенерирующих объектов / А.С. Муровская, Е.В. Буркова, Э.А. Бекиров, С.П. Муровский, Д.В. Бурков // Материалы международного форума «Возобновляемая энергетика: пути повышения энергетической и экономической эффективности». – Крым: Ялта. – 2015. – С. 164–170.

10. Муровская, А. Системный подход к проектированию комбинированных теплогенерирующих объектов на базе возобновляемых источников энергии в отработанных карьерах / Анна Муровская Сергей Муровский, Елена Буркова // American Journal of Science and Technologies. – 2016. – №1 (21). – С. 858–865.

11. Буркова, Е.В. Создание экологически безопасных энергоэффективных теплогенерирующих объектов при рекультивации карьеров / Е.В. Буркова, Д.В. Бурков // Системы контроля окружающей среды. – 2017. – № 8 (28). – С. 110–113.

Буркова Елена Викторовна

Севастопольский государственный университет, г. Севастополь

Кандидат технических наук, доцент кафедры

«Техносферная безопасность»

E-mail: lena1b@mail.ru

Бурков Дмитрий Валериевич

Севастопольский государственный университет, г. Севастополь

Кандидат технических наук, доцент кафедры

«Энергоустановки морских судов и сооружений»

E-mail: dv.burkov@mail.ru

E.V. BURKOVA, D.V. BURKOV

OPERATION ANALYSIS OF A THERMAL SOLAR ENERGY ACCUMULATION AND TRANSFER SYSTEM

Abstract. *In this paper, we conduct a mathematical analysis of the thermal regime of the pit pool (a heat accumulator) using the method of state variables space. We present a system of a heat accumulator in which the speed of circulation of the liquid increases as the temperature rises.*

Keywords: *solar energy, seasonal accumulator, liquid flow, density of absorbed energy.*

BIBLIOGRAPHY

1. Kovalenko, V.S. Rekultivatsiya narushennykh zemel na karyerakh / V.S. Kovalenko, R.M. Shteyntsayg, T.V. Golik. – M.: Gornaya kniga, 2012. – 65 s.
2. Tomakov, P.I. Ekologiya i okhrana prirody pri otkrytykh gornyykh rabotakh / P.I. Tomakov, V.S. Kovalenko, A.M. Mikhaylov, A.T. Kalashnikov. – M.: Izd-vo «MGGU», 1994. – 418 s.
3. Makarov, V.V. Otsenka vozmozhnosti sezonnoy akumulirovaniya solnechnoy energii v vyrabotannykh karyerakh // Vozobnovlyayemaya energetika / V.V. Makarov, Ye.V. Burkova – K.: IVE NAN Ukrainy. – 2008. – № 3. – С. 38–41.
4. Korn, G. Spravochnik po matematike / G. Korn, T. Korn. – M.: Nauka, 1998. – 831 s.
5. Birkhof, G. Gidrodinamika/ G.M. Birkhof. – M.: Inostrannaya literatura, 1993. – 244 s.
6. Styrikovich, M.A. Kotelnyye agregaty / M.A. Styrikovich, K.YA. Katkovskaya, Ye.P. Serov. – M.: Gosenergoizdat, 1999. – 488 s.
7. Kutateladze, S.S. Spravochnik po teploperedache / S.S. Kutateladze, V.M. Borishanskiy. – L.: Gosenergoizdat, 1998. – 414 s.
8. Bekirov, E.A., Algoritm rascheta i analiz yestestvennoy tsirkulyatsii v solnechnom kollektore / E.A. Bekirov, D.V. Karkach // Vidnovlyuvana yenergetika. – 2013. – №1. – С. 21–28.
9. Муровская, А.С. Tekhnicheskoye resheniye po ispolzovaniyu otrabotannykh karyerov dlya akumulirovaniya solnechnoy energii s tselyu snizheniya antropogennogo vozdeystviya teplogeneriruyushchikh ob"yektov / A.S. Murovskaya, Ye.V. Burkova, E.A. Bekirov, S.P. Murovskiy, D.V. Burkov // Materialy mezhdunarodnogo foruma «Vozobnovlyayemaya energetika: puti povysheniya energeticheskoy i ekonomicheskoy effektivnosti». – Krym: Yalta. – 2015. – С. 164–170.
10. Муровская, А. Sistemnyy podkhod k proyektirovaniyu kombinirovannykh teplogeneriruyushchikh ob"yektov na baze vozobnovlyayemykh istochnikov energii v otrabotannykh karyerakh / Anna Murovskaya Sergey Murovskiy, Yelena Burkova // American Journal of Science and Technologies. – 2016. – №1 (21). – С. 858–865.
11. Буркова, Е.В. Sozdaniye ekologicheskikh bezopasnykh energoeffektivnykh teplogeneriruyushchikh ob"yektov pri rekultivatsii karyerov / Ye.V. Burkova, D.V. Burkov // Sistemy kontrolya okruzhayushchey sredy. – 2017. – № 8 (28). – С. 110–113.

Burkova Elena Viktorovna

Sevastopol State University, Sevastopol

Ph.D., associate professor of the Department of «Department of power plants of sea vessels and structures»

E-mail: lena1b@mail.ru

Burkov Dmitiy Valerievich

Sevastopol State University, Sevastopol

Ph.D., associate professor of the Department «Department of technosphere safety»

E-mail: dv.burkov@mail.ru

ТЕХНОЛОГИИ И ИНСТРУМЕНТЫ

УДК621:658.012:531

А.И. БОХОНСКИЙ, Е.С. ЧАЛАЯ

ДИНАМИЧЕСКИЕ ГАСИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ НЕЖЕСТКИХ ЗАГОТОВОК ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ

Аннотация. Изложены особенности моделирования и элементы конструирования пассивных динамических гасителей изгибно–крутильных колебаний нежестких заготовок при автоматической токарной обработке. Обращено внимание на использование активных (управляемых) динамических гасителей изгибно–крутильных колебаний нежестких заготовок.

Ключевые слова: нежесткие заготовки, токарная обработка, колебания заготовок, пассивные динамические гасители, управляемые динамические гасители.

Введение.

Из истории механики известно, что при гармоническом воздействии на объект возможно выбрать такую дополнительную массу и коэффициент жесткости упругой связи, при которых амплитуда колебаний объекта стремится к нулю.

Различным типам пассивных динамических гасителей колебаний, которые используются в технике, посвящена литература [1–12]. Динамические гасители применялись для линейных и нелинейных систем с конечным и бесконечным числом степеней свободы с учетом линейно–вязкого сопротивления либо сухого трения [2,4]. Исследованию динамических гасителей колебаний при автоматической токарной обработке нежестких деталей посвящены работы [13–15].

Цель исследований – оценка эффективности применения гасителей колебаний в процессе автоматической токарной обработки нежестких заготовок.

Дифференциальные уравнения объекта с одной степенью свободы с пассивным динамическим гасителем без учета линейно–вязкого сопротивления в обобщенном виде записываются следующим образом:

$$\begin{aligned} A_1 \ddot{q}_1 + c_1 \dot{q}_1 + c_2 (q_1 - q_2) &= Q(t), \\ A_2 \ddot{q}_2 + c_2 (q_2 - q_1) &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где A_1, A_2 – параметры, отражающие инерционные свойства объекта и гасителя; q_1, q_2 – обобщенные координаты;

\dot{q}_1, \dot{q}_2 – обобщенные ускорения;

$Q(t)$ – внешнее возмущение, которое прикладывается к объекту.

В случае крутильных колебаний: $A_1 = J_1, A_2 = J_2$ – физические моменты инерции; $q_1 = \varphi_1, q_2 = \varphi_2$ – углы поворота (в радианах); c_1, c_2 – крутильные жесткости ($H \cdot m$), $Q(t)$ – крутящий момент. В случае изгибных (или продольных) колебаний: $A_1 = m_1, A_2 = m_2$ – сосредоточенные массы объекта и гасителя; $q_1 = y_1, q_2 = y_2$ – перемещение сосредоточенных масс; c_1, c_2 – коэффициенты жесткости (H/m).

1. Пассивный гаситель изгибных колебаний.

Параметры гасителя находятся из известного условия отсутствия вынужденных колебаний объекта $\frac{c_2}{m_2} = \omega^2$,

где c_2 – жесткость упругого элемента гасителя;

m_2 – масса гасителя;

ω – частота вращения заготовки (доминирующая частота при токарной обработке).

Для упругой системы «заготовка–гаситель» с двумя степенями свободы (рисунок 1) уравнения колебаний составляются с использованием принципа Даламбера и принципа независимости действия сил. Система дифференциальных уравнений колебаний заготовки с гасителем принимает вид:

$$\begin{aligned} y_1 &= \delta_{11}(-m_1\ddot{y}_1) + \delta_{12}(-m_2\ddot{y}_2) - \delta'_{12} m_2 \omega^2 R \cdot y_2 + \delta_{11} F(t), \\ y_2 &= \delta_{22}(-m_2\ddot{y}_2) + \delta_{12}(-m_1\ddot{y}_1), \end{aligned} \quad (2)$$

где δ_{11} , δ_{12} , δ_{21} , δ_{22} – удельные перемещения, найденные в результате вычисления интеграла Мора.

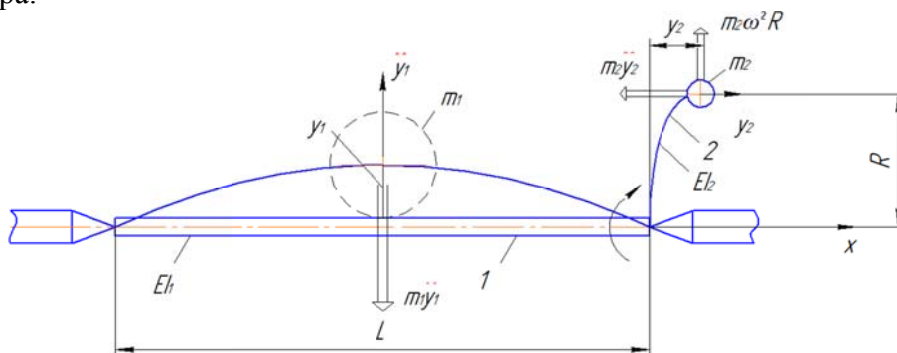


Рисунок 1 – Модель системы «нежесткая заготовки – динамический гаситель изгибных колебаний»:
1 – нежесткая заготовка; 2 – динамический гаситель

Пример. Дано: модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; $L = 0,5 \text{ м}$; $R = 0,05 \text{ м}$; диаметры заготовки и упругого момента гасителя $d_1 = 0,02 \text{ м}$; $d_2 = 0,003 \text{ м}$; осевые моменты инерции поперечных сечений $J_1 = \frac{\pi d_1^4}{64}$; $J_2 = \frac{\pi d_2^4}{64}$; угловая скорость вращения заготовки $\omega = 141 \text{ с}^{-1}$; масса заготовки $m_1 = 0,612 \text{ кг}$, масса гасителя $m_2 = 1 \text{ кг}$.

Для принятых исходных данных результаты численного интегрирования системы (2) с использованием функции rkfixed в MathCad приведены на рисунке 2.

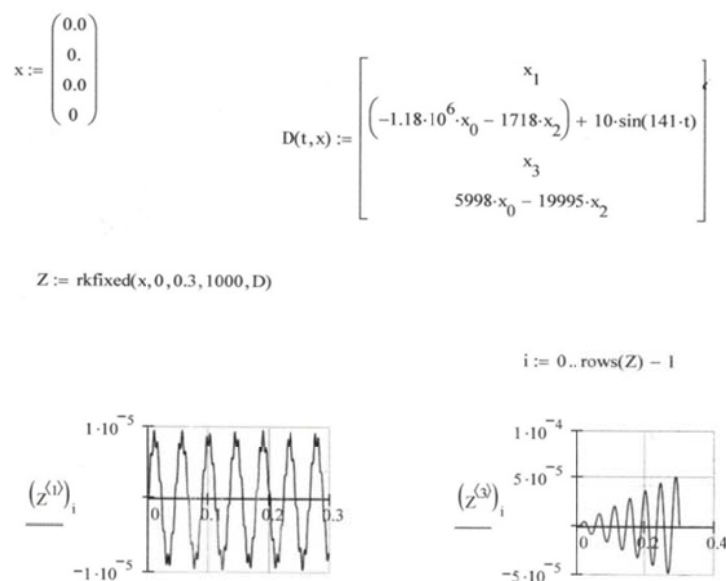


Рисунок 2. – Колебания заготовки с пассивным динамическим гасителем

Пассивный динамический гаситель колебаний приводит к снижению уровня изгибных колебаний обрабатываемой нежесткой заготовки в 3–5 раз; возрастание колебаний гасителя

наблюдается в резонансном режиме, но учет линейно-вязкого сопротивления либо сухого трения обеспечивает стабилизацию его колебаний.

2. Активный (управляемый) динамический гаситель.

Синтез управляемого гасителя колебаний основывается на применении теории конструирования оптимального регулятора при квадратичном критерии качества, который принят в виде:

$$I = \int_0^t (U^T R U + x^T Q x) dt,$$

при

$$\dot{x} = Ax + BU, \quad y = Cx + DU,$$

где x – вектор состояния;

U – вектор входа;

y – вектор выхода.

Если матрицы A и B представляют собой параметры системы «заготовка – гаситель», то матрицы C и D являются признаками вывода на печать реакции системы. Q – симметричная, неотрицательно определенная весовая матрица $[n, U]$; R – симметричная, положительно определенная матрица $[n \times n]^T$.

Схема объекта с управляемым гасителем (Simulink) изображена на рисунке 3. Без учета регулятора и случайного воздействия при прежних исходных данных результаты интегрирования исходной системы в Mathcad и Simulink практически совпадали. Схема (рисунок 3) позволяла варьировать коэффициенты усиления регулятора с целью повышения эффективности гашения вынужденных детерминированных и случайных колебаний.

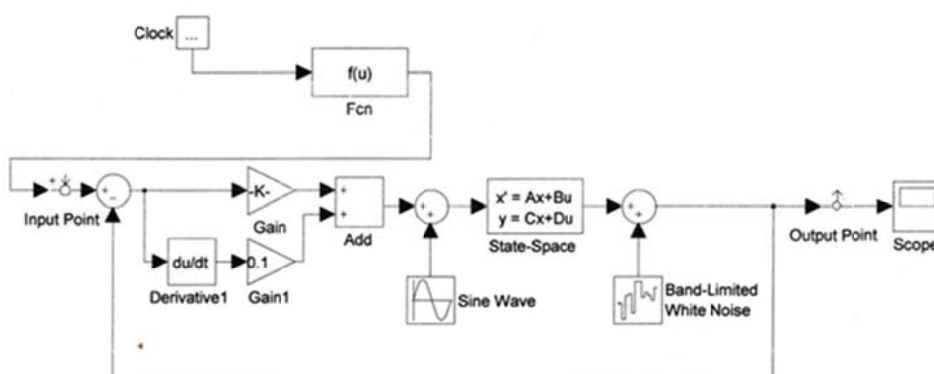


Рисунок 3. – Схема объекта (нежесткой заготовки) с динамическим гасителем и ПД-регулятором

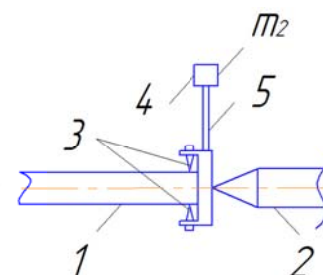


Рисунок 4. – Схема узла сопряжения динамического гасителя изгибно-крутильных колебаний нежесткой заготовки:
1 – нежесткая заготовка;
2 – центр; 3 – упругие фиксаторы заготовки;
4 – гаситель; 5 – упругий элемент

Использование отрицательной обратной связи приводит не только к снижению упругих детерминированных и случайных перемещений нежесткой заготовки, но и обеспечивает устойчивость автоматического процесса токарной обработки. Сочетание различных типов управлений (по медленному движению – квазистатическим положением упругого равновесия при медленном движении силы резания вдоль детали и колебаниями детали) повышает качество изготовления деталей.

3. Конструирование узла сопряжения заготовки и гасителя изгибно-крутильных колебаний.

При известной частоте воздействия ω , заданной массе гасителя m_2 и длине упругой связи из условия подавления вынужденных колебаний заготовки (3)

$$\frac{3E\pi d^4}{64h^3} - \omega^2 m_2 = 0, \quad (3)$$

где E – модуль упругости, находится диаметр упругого элемента.

Заключение.

При использовании динамического гасителя амплитуда вынужденных изгибных колебаний нежесткой заготовки (учтена только первая мода колебаний) уменьшается в 3–5 раза по сравнению с амплитудой колебаний заготовки без гасителя. Управляемый динамический гаситель обеспечивает эффективное снижение уровня колебаний при наличии детерминированных и случайных воздействий.

Как показано в работе [13], возможны различные конструктивные решения для практической реализации пассивных и управляемых динамических гасителей изгибно-крутильных колебаний нежестких заготовок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бернштейн, С.А. Основы динамики сооружений / С.А. Бернштейн. – Госстройиздат. М. – Л., 1938. – 160 с.
2. Коловский, М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский. – Изд-во «Наука», М., 1966. – 318 с.
3. Бидерман, В.Л. Прикладная теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – Изд-во «Высшая школа», М., 1972. – 416 с.
4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. – М.: Машиностроение. Т.6. Защита от вибраций и ударов/ под ред. К.В. Фролова, 1981. – 456 с.
5. Яблонский, А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – Изд-во «Высшая школа», М., 1975. – 248 с.
6. Коловский, М.З. Автоматическое управление виброзащитными системами / М.З. Коловский. – Изд-во «Наука», М., 1976. – 320 с.
7. Фролов, К.В. Прикладная теория виброзащитных систем / К.В. Фролов, Ф.А. Фурман. – М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.
8. Елисеев, С.В. Динамические гасители колебаний / С.В. Елисеев, Г.П. Нерубенко. Изд-во «Наука», Новосибирск, 1982. – 144 с.
9. Справочник проектировщика. Динамический расчет зданий и сооружений/ Под ред. Б.Г. Коренева, И.М. Рабиновича. – М.: Стройиздат, 1984. – 303 с.
10. Генкин, М.Д. Методы управляемой виброзащиты машин / М.Д. Генкин, В.Г. Елезов, В.В. Яблонский. – М. Изд-во «Наука», 1985. – 240 с.
11. Корнев, Б.Г. Динамические гасители колебаний. Теория и технические приложения / Б.Г. Корнев, Л.М. Резников. М., Изд-во «Наука», 1988. – 304 с.
12. Божко, А.Е. Пассивная и активная виброзащита судовых механизмов / А.Е. Божко, А.Ф. Голь, А.П. Гуров, Г.П. Нерубенко. – Л. Судостроение, 1987. – 176 с.
13. Бохонский, А.И. Динамический гаситель изгибных колебаний стержня / А.И. Бохонский, А.Н. Вахмянин // Научные труды факульт. естественных наук. Вып.1, СПИ. – Севастополь. – 1993. – С. 48–52.
14. Бохонский, А.И. Динамический гаситель крутильных колебаний нежесткой заготовки при токарной обработке / А.И. Бохонский, Е.С. Елькина // Автоматизация проектирования в машиностроении. Материалы международной заочной научно-практической конференции. – Новокузнецк. НИИ МС. – 2016. – № 4. – С.68–71.
15. Бохонский, А.И. Управление деформированием нежестких деталей при токарной обработке/ А.И. Бохонский, А.Н. Вахмянин. – Севастополь: Изд-во СевГТУ, 1999. – 240с.
16. Братан, С.М. Автоматическое управление процессами механической обработки: учебник / С.М. Братан, Е.А. Левченко, Н.И. Покинтелица, А.О. Харченко. – М.: Вузовский учебник: ИНФРА-М, 2017. – 228 с.

Бохонский Александр Иванович

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь
Доктор технических наук, профессор кафедры
Технической механики и машиноведения
E-mail: bohon.alex@mail.ru

Чалая Елена Сергеевна

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь
аспирант кафедры Технической механики и машиноведения
E-mail: elenasergeevnae@mail.ru

A.I. BOHONSKY, E.S. CHALAYA

DYNAMIC DAMAINS OF VIBRATIONS OF HEAVY ARTICLES IN TURNING PROCESSING

Abstract. *The foundations of modeling and elements of the design of passive dynamic absorbers of flexural-torsional oscillations of nonrigid blanks under automatic turning are expounded. Attention is drawn to the possibility of using active (controlled) dynamic vibration dampers.*

Keywords: *nonrigid blanks, turning, oscillations of blanks, passive dynamic dampers, controlled dynamic dampers.*

BIBLIOGRAPHY

1. Bernshteyn, S.A. Osnovy dinamiki sooruzheniy / S.A. Bernshteyn. – Gosstroyizdat. M. – L., 1938. – 160 s.
2. Kolovskiy, M.Z. Nelineynaya teoriya vibrozashchitnykh sistem / M.Z. Kolovskiy. – Izd-vo «Nauka», M., 1966. – 318 s.
3. Biderman, V.L. Prikladnaya teoriya mekhanicheskikh kolebaniy / V.L. Biderman. – Izd-vo «Vysshaya shkola», M., 1972. – 416 s.
4. Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. V 6-ti t. – M.: Mashinostroyeniye. T.6. Zashchita ot vibratsiy i udarov/ pod red. K.V. Frolova, 1981. – 456 s.
5. Yablonskiy, A.A. Kurs teorii kolebaniy / A.A. Yablonskiy, S.S. Noreyko. – Izd-vo «Vysshaya shkola», M., 1975. – 248 s.
6. Kolovskiy, M.Z. Avtomaticheskoye upravleniye vibrozashchitnymi sistemami / M.Z. Kolovskiy. – Izd-vo «Nauka», M., 1976. – 320 s.
7. Frolov, K.V. Prikladnaya teoriya vibrozashchitnykh sistem / K.V. Frolov, F.A. Furman. – M.: Mashinostroyeniye, 1980. – 276 s.
8. Yeliseyev, S.V. Dinamicheskoye gasiteli kolebaniy / S.V. Yeliseyev, G.P. Nerubenko. Izd-vo «Nauka», Novosibirsk, 1982. – 144 s.
9. Spravochnik proyektirovshchika. Dinamicheskoye raschet zdaniy i sooruzheniy/ Pod red. B.G. Koreneva, I.M. Rabinovicha. – M.: Stroyizdat, 1984. – 303 s.
10. Genkin, M.D. Metody upravlyayemoy vibrozashchity mashin / M.D. Genkin, V.G. Yelezov, V.V. Yablonskiy. – M. Izd-vo «Nauka», 1985. – 240 s.
11. Korenev, B.G. Dinamicheskoye gasiteli kolebaniy. Teoriya i tekhnicheskoye prilozheniya / B.G. Korenev, L.M. Reznikov. M., Izd-vo «Nauka», 1988. – 304 s.
12. Bozhko, A.Ye. Passivnaya i aktivnaya vibrozashchita sudovykh mekhanizmov / A.Ye. Bozhko, A.F. Gol, A.P. Gurov, G.P. Nerubenko. – L. Sudostroyeniye, 1987. – 176 s.
13. Bokhonskiy, A.I. Dinamicheskoye gasitel izgibnykh kolebaniy sterzhnya / A.I. Bokhonskiy, A.N. Vakhmyanin // Nauchnyye trudy fakult. yestestvennykh nauk. Vyp.1, SPI. – Sevastopol. – 1993. – S. 48–52.
14. Bokhonskiy, A.I. Dinamicheskoye gasitel krutilnykh kolebaniy nezhestkoy zagotovki pri tokarnoy obrabotke / A.I. Bokhonskiy, Ye.S. Yelkina //Avtomatizatsiya proyektirovaniya v mashinostroyenii. Materialy mezhdunarodnoy zaochnoy nauchno–prakticheskoy konferentsii. – Novokuznetsk. NII MS. – 2016. – № 4. – S.68–71.
15. Bokhonskiy, A.I. Upravleniye deformirovaniyem nezhestkikh detaley pri tokarnoy obrabotke/ A.I. Bokhonskiy, A.N. Vakhmyanin. – Sevastopol: Izd-vo SevGTU, 1999. – 240s.
16. Bratan, S.M. Avtomaticheskoye upravleniye protsessami mekhanicheskoy obrabotki: uchebnik / S.M. Bratan, Ye.A. Levchenko, N.I. Pokintelitsa, A.O. Kharchenko. – M.: Vuzovskiy uchebnik: INFRA-M, 2017. – 228 s.

Bokhonsky Alexander Ivanovich

FGAOU VO «Sevastopol State University»,
City of Sevastopol
Doctor of Technical Sciences, Professor of the
Department of Technical Mechanics and Machine science
E-mail: bohon.alex@mail.ru

Chalaya Elena Sergeevna

FGAOU VO «Sevastopol State University»,
G. Sevastopol
Post-graduate student of the Department of Technical
Mechanics and Engineering
E-mail: alenenkin@yandex.ru

М.В. ЗАМОРЁНОВ

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ АНАЛИТИЧЕСКОГО И ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С УЧЕТОМ ПРОВЕДЕНИЯ ПРОФИЛАКТИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Аннотация. В данной статье построена имитационная модель функционирования технической системы с учетом проведения профилактического обслуживания, служащая для верификации вероятностно-аналитической модели, построенной на основе метода траекторий, используемого для моделирования полумарковских систем. Приведены аналитические выражения, полученные с использованием метода траекторий, правильность которых необходимо оценить. Выполнен ряд экспериментов, позволяющий определить коэффициент готовности такой системы в целом. Проведена верификация вероятностно-аналитической модели, для чего выполнено сравнение результатов имитационного и аналитического моделирования, подтвердившее правильность построения математической модели.

Ключевые слова: имитационное моделирование, верификация модели, стохастическая система, математическое ожидание, дисперсия.

Введение.

В настоящее время существует два основных подхода для моделирования стохастических систем: имитационный и вероятностно-аналитический. Преимущество первого состоит в широкой универсальности подхода. Однако, данный подход позволяет, в основном, определять моментные характеристики систем. А, как известно, при моделировании сложных систем используется иерархический принцип построения моделей, причем стыковка уровней моделирования и элементов внутри уровней требует знаний функций распределения (ФР), что обеспечивается вторым подходом и в этом его главное преимущество. В настоящее время для определения ФР используется приближенный метод решения системы интегральных уравнений марковского восстановления. В [1] предложен метод траекторий, как точный метод решения аналогичной задачи. Однако верификация данного метода производилась только при сравнении двух аналитических моделей, что является недостаточным, так как каждая из этих моделей построена при определенных допущениях. Поэтому, наиболее методом верификации является сравнение исследуемой модели с имитационной, в которой наиболее полно отражаются свойства исследуемого объекта или процесса.

Важной особенностью имитационных моделей [2, 3, 4] является их достоверность, так как они наиболее полно могут описывать происходящие явления. Поэтому целесообразно для верификации вероятностно-аналитических моделей использовать имитационные, проверяющие первые по определенным моментным параметрам, например, по математическому ожиданию.

Основная часть.

Целью данной работы является верификация построенной с использованием метода траекторий вероятностно-аналитической модели, описывающей функционирование технической системы с учетом проведения профилактического обслуживания, посредством сравнения с результатами имитационного моделирования.

Рассмотрим функционирование такой системы. Время ее безотказной работы – СВ α_1 с ФР $F_1(t) = P(\alpha_1 \leq t)$, время восстановления системы – СВ β_1 с ФР $G_1(t) = P(\beta_1 \leq t)$. В случайные моменты времени (через промежутки времени α_2 с ФР $F_2(t) = P(\alpha_2 \leq t)$) проводится профилактика, время проведения профилактики – СВ β_2 с ФР $G_2(t) = P(\beta_2 \leq t)$. Профилактика проводится, если момент начала профилактики попал на период работы системы. После проведения профилактики работа системы начинается сначала (рабочие свойства системы полностью обновляются). СВ $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ предполагаются

независимыми, имеющими конечные математические ожидания и дисперсии; у ФР $F_1(t)$, $F_2(t)$, $G_1(t)$, $G_2(t)$ существуют плотности $f_1(t)$, $f_2(t)$, $g_1(t)$, $g_2(t)$.

Для описания функционирования системы используем ПМВ $\{\xi_n, \theta_n; n \geq 0\}$ и соответствующий ему ПМП $\xi(t)$ [5, 6, 7]. Физические состояния системы: 1 – система исправна, 0 – система восстанавливается, 2 – система профилируется. Расширим ФПС, введя полумарковские состояния:

$$E = \{221, 210, 102x, 112x\},$$

где 221 – проведение профилактики (мгновенное состояние);

210 – профилактика завершена, работа системы началась сначала;

102x – системы завершила работу, началось восстановление; время, оставшееся до проведения профилактики $x > 0$;

112x – произошло восстановление системы; время, оставшееся до проведения профилактики $x > 0$.

Граф такой системы представлен на рисунке 1.

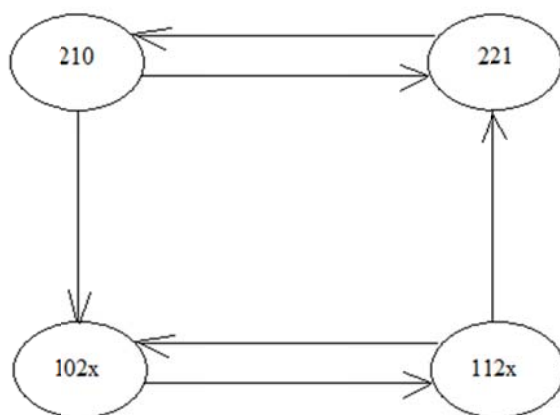


Рисунок 1 – Граф однокомпонентной системы с учетом календарной профилактики

Учитывая, что время профилактики значительно меньше времени наработки на отказ и времени восстановления после отказа, а также то, что профилактика может проводиться вне фонда рабочего времени (например, при двухсменной работе – в третью смену), при моделировании системы временем проведения профилактики пренебрегаем. Принимая во внимание выше сказанное, имеем подмножества работоспособных $E_+ = \{221, 210, 112x\}$ и неработоспособных состояний $E_- = \{102x\}$

Необходимо отметить, что в [8] была построена математическая модель такой системы. И коэффициент готовности такой системы определяется по формуле:

$$K_{\Gamma} = \frac{F_{rez}(t)}{F_{rez}(t) + F_{102}(t)}$$

где $F_{rez}(t)$ ФР времени пребывания системы в подмножестве E_+ :

$$F_{rez}(t) = F_1^T(t) \cdot P_1^T + F_2^T(t) \cdot P_2^T,$$

$$F_1^T(t) = \hat{F}_{112}(t), \quad F_2^T(t) = \hat{F}_{112}(t) * F_{210}^{\theta}(t), \quad P_1^T = \hat{P}_{112}^{102}, \quad P_2^T = \hat{P}_{112}^{221},$$

$$\hat{P}_{112}^{221} = \frac{\int_0^{\infty} \int_0^{\infty} h_1(y) f_2(x+y) \bar{F}_1(x) dx dy}{\int_0^{\infty} h_1(y) \bar{F}_2(y) dy}, \quad \hat{P}_{112}^{102} = \frac{\int_0^{\infty} \int_0^{\infty} h_1(y) f_2(x+y) F_1(x) dx dy}{\int_0^{\infty} h_1(y) \bar{F}_2(y) dy},$$

$$F_{210}^{\theta}(s) = \frac{F_{210}(s)}{c_{210} - (c_{210} - 1)f_{210}(s)},$$

$$F_{210}(t) = 1 - \bar{F}_1(t) \cdot \bar{F}_2(t),$$

$$c_{210} = \frac{1}{P_{210}^{102}},$$

$$\hat{F}_{102}(t) = G_1(t) + \bar{G}_1(t) \cdot \left(1 - \frac{\int_0^\infty h_1(y) \cdot \bar{F}_2(t+y) dy}{\int_0^\infty h_1(y) \cdot \bar{F}_2(y) dy} \right), \quad \hat{F}_{112}(t) = F_1(t) + \bar{F}_1(t) \cdot \left(1 - \frac{\int_0^\infty h_1(y) \cdot \bar{F}_2(t+y) dy}{\int_0^\infty h_1(y) \cdot \bar{F}_2(y) dy} \right).$$

Для верификации приведенной вероятностно аналитической модели была построена имитационная модель на языке GPSS. Текст программы приведен на рисунке 2.

Для моделирования использовалась среда имитационного моделирования GPSS World Student Version 4.3.2.

С использованием построенной имитационной модели при следующих исходных данных был проведен ряд экспериментов, результаты которых сведены в таблицы 1 и 2.

Исходными данными для моделирования служат функции распределения $F_1(t)$, $F_2(t)$, $G_1(t)$ и $G_2(t)$; они распределены по обобщенному закону Эрланга второго порядка с параметрами $\lambda_1, \lambda_2; \mu_1, \mu_2; \nu_1, \nu_2; \gamma_1, \gamma_2$ соответственно; причем

$$f_1(t) = \frac{\lambda_1 \lambda_2 (e^{-\lambda_1 t} - e^{-\lambda_2 t})}{\lambda_2 - \lambda_1}, \quad f_2(t) = \frac{\mu_1 \mu_2 (e^{-\mu_1 t} - e^{-\mu_2 t})}{\mu_2 - \mu_1},$$

$$g_1(t) = \frac{\nu_1 \nu_2 (e^{-\nu_1 t} - e^{-\nu_2 t})}{\nu_2 - \nu_1}, \quad g_2(t) = \frac{\gamma_1 \gamma_2 (e^{-\gamma_1 t} - e^{-\gamma_2 t})}{\gamma_2 - \gamma_1},$$

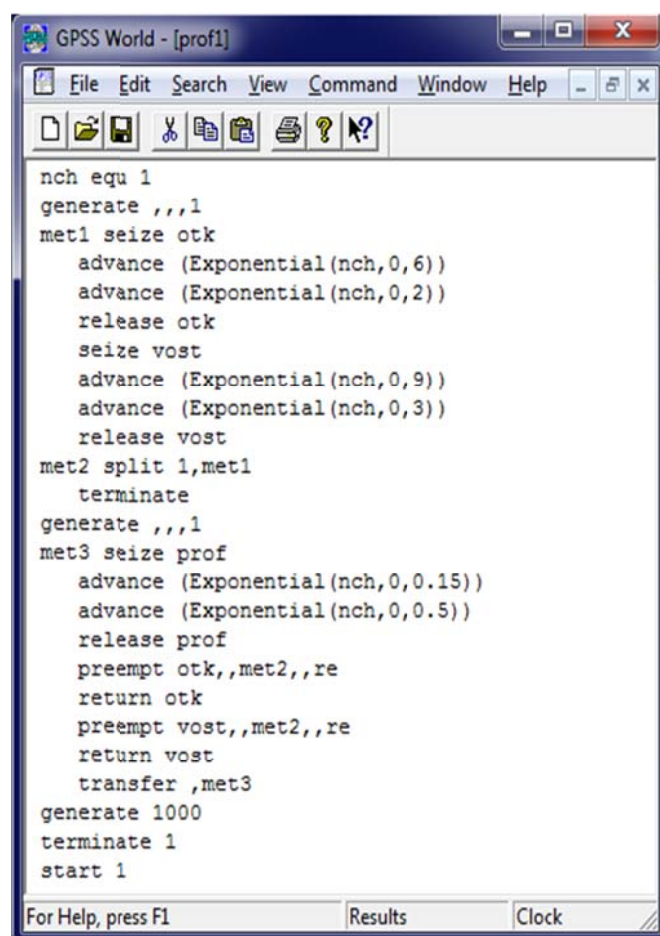


Рисунок 2 – Текст программы на языке GPSS

Эксперимент 1.

$$\lambda_1 = 0,167 \text{ ч}^{-1}, \lambda_2 = 0,500 \text{ ч}^{-1}; \mu_1 = 0,111 \text{ ч}^{-1}, \mu_2 = 0,333 \text{ ч}^{-1};$$

$$\nu_1 = 6,667 \text{ ч}^{-1}, \nu_2 = 20,0 \text{ ч}^{-1}; \gamma_1 = 2,667 \text{ ч}^{-1}, \gamma_2 = 8,00 \text{ ч}^{-1}.$$

Таблица 1 – Результаты эксперимента 1

Коэффициент готов-ти	МО имитац.	Коэффициент готов-ти аналит.	Погрешность
0,987	0,982325	0,978	0,4%
0,985			
0,985			
0,983			
0,984			
0,981			
0,981			
0,978			
0,978			
0,986			
0,977			
0,984			
0,987			
0,983			
0,987			
0,987			
0,986			
0,988			
0,983			
0,982			
0,979			
0,977			
0,984			
0,982			
0,979			
0,984			
0,984			
0,977			
0,977			
0,984			
0,985			
0,985			
0,977			
0,986			
0,979			
0,983			
0,987			
0,972			
0,975			
0,985			

Эксперимент 2: $\lambda_1 = 0,333 \text{ ч}^{-1}, \lambda_2 = 1,000 \text{ ч}^{-1}; \mu_1 = 0,083 \text{ ч}^{-1}, \mu_2 = 0,250 \text{ ч}^{-1}; \nu_1 = 6,667 \text{ ч}^{-1},$
 $\nu_2 = 20,0 \text{ ч}^{-1}; \gamma_1 = 2,667 \text{ ч}^{-1}, \gamma_2 = 8,00 \text{ ч}^{-1}.$

Таблица 2 – Результаты эксперимента 2

Коэффициент готов-ти	МО имитац.	Коэффициент готов-ти аналит.	Погрешность
0,951	0,9476	0,954	0,7%
0,955			
0,945			
0,942			
0,948			
0,95			
0,952			
0,944			
0,941			
0,95			
0,945			
0,942			
0,957			
0,951			
0,95			
0,958			
0,956			
0,95			
0,948			
0,939			
0,947			
0,936			
0,953			
0,951			
0,954			
0,958			
0,947			
0,939			
0,945			
0,934			
0,954			
0,947			
0,94			
0,95			
0,946			
0,952			
0,948			
0,938			
0,946			

Заключение.

Проведенные исследования подтвердили правильность построения аналитической модели изложенной в [8]. Причем расхождения результатов моделирования не превышают 0,7%.

В дальнейших исследованиях планируется провести верификацию других вероятностно аналитических моделей построенных на основе метода траекторий.

Исследования выполнены при поддержке гранта Российского фонда фундаментальных исследований № 15-01-05840.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Копп, В.Я. Использование метода траекторий для построения полумарковской модели структуры «технологическая ячейка – накопитель». В.Я. Копп, М.В. Заморёнов, Ю.Е. Обжерин, М.Ю. Ларин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Информатика. Телекоммуникации. Управление №3(247). Санкт-Петербург: Издательство Политехнического университета. – 2016. – С. 23–34
2. Советов, Б.Я. Моделирование систем: Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов по спец. АСУ / Б.Я. Советов, С.А. Яковлев. – М.: Высш. шк., 1988. – 135 с.

3. Томашевский, В.Н. Имитационное моделирование в среде GPSS / В.Н. Томашевский, Е.Г. Жданова. – М.: Бестселлер, 2003. – 416 с.
4. Шрайбер, Т.Дж. Моделирование на GPSS / Т.Дж. Шрайбер; [пер. с англ. В.И. Гарчера, И.Л. Шмуйловича]; под ред. М.А. Файнберга. – М.: Машиностроение, 1980. – 592 с.
5. Королюк, В.С. Математические основы фазового укрупнения сложных систем / В.С. Королюк, А.Ф. Турбин. – Киев: Наукова думка, 1978. – 217 с.
6. Королюк, В.С. Стохастические модели систем / В.С. Королюк. – Киев: Наук. думка, 1989. – 208 с.
7. Королюк, В.С. Процессы марковского восстановления в задачах надежности систем / В.С. Королюк, А.Ф. Турбин. – Киев: Наук. думка, 1982. – 236 с.
8. Zamoryonov, M.V. Simulation of a single-component system using the trajectories method taking into account the scheduling preventive maintenance / M.V. Zamoryonov, V.Ya. Kopp, O.V. Chengar, Yu.L. Rapatskiy // Cybernetics and Mathematics Applications in Intelligent Systems Proceedings of the 6th Computer Science On-line Conference 2017 (CSOC2017), Vol 2 / Springer International Publishing Switzerland. – 2017. – P. 264–271.

Заморёнов Михаил Вадимович

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь

Кандидат технических наук, доцент кафедры информационных технологий и компьютерных систем

299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33

Тел. (8692)–435137

E-mail: zamoryonoff@gmail.com

M.V. ZAMORYONOV

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE RESULTS OF THE ANALYTIC AND IMITATIVE MODELLING OF THE PROCESS OF THE FUNCTIONING OF THE TECHNICAL SYSTEM WITH THE ACCOUNT OF PREVENTION OF PREVENTIVE MAINTENANCE

Abstract. *In this article, a simulation model for the operation of a technical system has been constructed, taking into account the provision of preventive maintenance, which serves to verify a probabilistic analytical model based on the trajectory method used to model semi-Markov systems. Analytical expressions obtained using the method of trajectories, the correctness of which must be evaluated, are given. A number of experiments have been performed to determine the availability of such a system as a whole. Verification of the probabilistic analytical model was carried out, comparing the results of simulation and analytical modeling, which confirmed the correctness of constructing a mathematical model.*

Keywords: *simulation modeling, model verification, stochastic system, mathematical expectation, variance modeling.*

BIBLIOGRAPHY

1. Kopp, V.YA. Ispolzovanie metoda travektoriv dlva postroveniya polumarkovskov modeli struktury «tekhnologicheskaya yachevka – nakopitel». V.YA. Kopp, M.V. Zamoryonov, YU.Ye. Obzherin, M.YU. Larin // Nauchno–tekhnicheskije vedomosti SPbGPU. Informatika. Telekomunikatsii. Upravleniye №3(247). Sankt–Peterburg: Izdatelstvo Politehnicheskogo universiteta. – 2016. – S. 23–34
2. Sovetov, B.YA. Modelirovaniye sistem: Kursovoye provektirovaniye: Ucheb. posobiye dlya vuzov po spets. ASU / B.YA. Sovetov, S.A. Yakovlev. – М.: Vyssh. shk., 1988. – 135 s.
3. Tomashevskiy, V.N. Imitatsionnoye modelirovaniye v srede GPSS / V.N. Tomashevskiy, E.G. Zhdanova. – М.: Bestseller. 2003. – 416 s.
4. Shrayber, T.Dzh. Modelirovaniye na GPSS / T.Dzh. Shrayber; [per. s angl. V.I. Garchera, I.L. Shmuylovicha]; pod red. M.A. Favnberg. – М.: Mashinostroveniv. 1980. – 592 s.
5. Korolyuk, V.S. Matematicheskije osnovy fazovogo ukрупneniya slozhnykh sistem / V.S. Korolyuk, A.F. Turbin. – Kievev: Naukova dumka. 1978. – 217 s.
6. Korolyuk, V.S. Stokhasticheskije modeli sistem / V.S. Korolyuk. – Kievev: Nauk. dumka. 1989. – 208 s.
7. Korolyuk, V.S. Protsessy markovskogo vosstanovleniya v zadachakh nadezhnosti sistem/ V.S. Korolyuk, A.F. Turbin. – Kievev: Nauk. dumka. 1982. – 236 s.
8. Zamoryonov, M.V. Simulation of a single-component system using the trajectories method taking into account the scheduling preventive maintenance / M.V. Zamoryonov, V.Ya. Kopp, O.V. Chengar, Yu.L. Rapatskiy // Cybernetics and Mathematics Applications in Intelligent Systems Proceedings of the 6th Computer Science On-line Conference 2017 (CSOC2017), Vol 2 / Springer International Publishing Switzerland. – 2017. – P. 264–271.

Zamoryonov Mikhail Vadimovich

Federal State Autonomous educational institution «Sevastopol state University», Sevastopol

Candidate of technical Sciences, associate Professor, Department of information technology and computer systems

299053, Sevastopol, Universitetskaya street,33

Тел. (8692)–435137

E-mail: zamoryonoff@gmail.com

С.Н. ТКАЧ

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАБОРТНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ СУДОВЫХ ЗАМКНУТЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

Аннотация. По выбранному показателю эффективности выполнена оценка технических характеристик забортовых охладителей в области эксплуатационных режимов в условиях стоянки судна. Проведены теплотехнические экспериментальные исследования охладителя в составе замкнутой системы охлаждения дизеля. Методами статистического анализа экспериментальных данных получены уравнения регрессии, описывающие зависимость удельной эффективности теплообмена от ряда конструктивных и эксплуатационных факторов. Построены теплотехнические характеристики и выбраны оптимальные режимы работы забортовых охладителей, для которых характерны высокие показатели эффективности теплообмена в условиях свободной конвекции к забортной воде.

Ключевые слова: забортный охладитель, система охлаждения дизеля, эффективность теплообмена, свободная конвекция, теплотехническая характеристика.

Введение.

В качестве центрального охладителя системы охлаждения судовых дизелей взамен пластинчатого или трубчатого теплообменника все чаще на судах устанавливают забортные охладители (ЗО), представляющие из себя теплообменные аппараты, расположенные в специальном бортовом ящике с приемными и выпускными решетками в бортовой обшивке для обеспечения естественной циркуляции забортной воды. Такие охладители менее чувствительны к засорению и поэтому хорошо подходят для работы судна на мелководье, в загрязненной воде, в условиях ледяной шуги.

Основная часть.

При движении судна набегающий поток способствует увеличению теплоотдачи от трубной поверхности ЗО к забортной воде, что обеспечивает работу двигателей без перегрева на всех эксплуатационных режимах. При стоянке судна, когда теплоотдача в забортную воду осуществляется при свободной конвекции, а выполняемые судном операции требуют работы двигателей на мощности близкой к максимальной, эффективность теплообмена резко снижается. В летний период температурный напор может оказаться крайне малым, что также снижает коэффициент теплопередачи и требует увеличения теплопередающей поверхности ЗО. В литературе [1, 2] приведены рекомендации, позволяющие на стадии проектирования судна за счет оптимального расположения ЗО в пространстве бортового ящика, повысить их энергетическую эффективность. В реальных условиях возникает необходимость в оценке эффективности ЗО с учетом различных факторов на эксплуатационных режимах их работы в составе системы охлаждения дизеля.

Так, в работе [3] для оценки теплотехнических характеристик ЗО предлагается методика определения эффективности работы системы охлаждения в процессе эксплуатации судна. При этом отмечается, что на эффективность работы теплообменника влияет не объем, а высота бортового ящика и площадь проходного сечения приемных и выпускных решеток. Согласно этой методике, по известным значениям температурного перепада и температуры забортной воды, при испытаниях судна можно определить температурный перепад при такой же мощности главного двигателя и более высокой температуре забортной воды. Необходимость в этом возникает при швартовых и ходовых испытаниях судна, так как по требованиям Регистра механическая установка должна надежно работать при температуре забортной воды 32 °С, что практически невозможно проверить непосредственно при испытаниях и необходимо делать специальный пересчет.

Целью настоящей работы является оценка эффективности технических характеристик забортных охладителей в области эксплуатационных режимов в условиях стоянки судна. Для достижения поставленной цели решены следующие задачи: выбран основной показатель для

оценки эффективности технических характеристик такого типа теплообменных аппаратов; проведены теплотехнические экспериментальные исследования охладителя в составе замкнутой системы охлаждения дизеля; проведен анализ полученных опытных данных и выбраны оптимальные режимы работы ЗО для которых характерны высокие показатели эффективности теплообмена в условиях свободной конвекции к заборной воде.

В качестве основного показателя энергетической эффективности, согласно ГОСТ Р 51749–2001 [4], для теплообменных аппаратов принята удельная эффективность теплообмена, которая для охладителя определяется отношением величины снижения температуры более горячего потока к разности температур, с которым два потока входят в теплообменник

$$\eta = (t_1' - t_1'') / (t_1' - t_2'), \quad (1)$$

где t_1', t_1'', t_2' – соответственно, температуры, °C: горячей воды на входе в трубную систему ЗО и на выходе из него; холодной воды на входе в межтрубное пространство.

В ОСТ В5.4279–84 [5], устанавливающем типовую программу стендовых испытаний судовых теплообменных аппаратов, показатель эффективности аппарата m находится из соотношения (1), а теплотехнические характеристики теплообменника – охладителя представлены графической зависимостью m от массовых расходов охлаждающей и охлаждаемой среды.

Определение **тепловой эффективности теплообменника** с учетом его назначения приводится в справочнике [6]. Здесь эффективность охлаждения Φ определяется той же формулой (1).

В [7] подобный показатель выражается в виде коэффициента полезного действия η и представляет собой отношение действительно полученного изменения температуры среды к максимально возможному.

Таким образом, будем считать этот показатель достаточно надежным для оценки эффективности технических характеристик заборного охладителя и в дальнейших исследованиях в качестве целевой функции использовать удельную эффективность теплообмена η , рассчитываемую по зависимости (1).

В результате проведенных опытов по выбранному плану для трех относительных шагов s/d и трех конструктивных исполнений бортового ящика, отличающихся эквивалентным диаметром поперечного сечения $D_{\text{ящ}}^3$, получены, осредненные по результатам нескольких опытов, значения удельной эффективности теплообмена η , % центральной в пучке из семи труб U-образной трубки [8]. При этом независимые факторы и диапазон их варьирования выбраны с учетом определяющих конструктивных параметров и эксплуатационных режимов работы ЗО в составе системы охлаждения. Температура горячей воды на входе изменялась в диапазоне $t_1' = 40 \dots 85$ °C, температура заборной воды на входе $t_2' = 10 \dots 30$ °C, скорость горячей воды внутри трубок $\omega_1 = 0,33 \dots 1,67$ м/с.

В таблице 1 приведены результаты экспериментальных исследований с расчетом удельной эффективности теплообмена η .

Для установления тесноты линейных связей проведем корреляционный анализ для каждого относительного шага s/d между независимыми переменными $\omega_1, t_1', t_2', D_{\text{ящ}}^3$ между собой и между зависимой переменной – удельной эффективностью теплообмена η посредством расчета парных коэффициентов корреляции Пирсона. Преобразуем нелинейные зависимости в линейную форму посредством логарифмирования. Число точек, участвующих в анализе обозначим переменной N .

Статистически значимые на 5–и процентном уровне коэффициенты корреляции в таблицах обозначены звездочкой. Как видно из таблицы 2 – 4, удельная эффективность теплообмена имеет очень тесную линейную связь с переменной ω_1 и умеренную связь с t_1' .

Влияние на η температуры заборной воды на входе в межтрубное пространство охладителя

t'_2 и конструкции бортового ящика, выраженной эквивалентным диаметром $D_{\text{ящ}}^3$, оказывается незначительным и поэтому из дальнейших исследований эти факторы можно исключить.

Таблица 1 – Результаты опытов для различных конструкций бортового ящика

№ опыта		Удельная эффективность теплообмена, η , %								
		$D_{\text{ящ}}^3 = 0,242$ м			$D_{\text{ящ}}^3 = 0,543$ м			$D_{\text{ящ}}^3 = 1,5$ м		
		s/d	s/d	s/d	s/d	s/d	s/d	s/d	s/d	s/d
		1,5	2,0	3,0	1,5	2,0	3,0	1,5	2,0	3,0
ПФЭ	1	16	15	14	16	15	14	15	17	15
	2	20	21	18	21	20	18	21	19	18
	3	15	16	15	16	16	15	15	16	15
	4	20	20	19	20	21	18	19	21	19
	5	8	8	7	8	7	7	8	8	8
	6	12	12	9	12	11	9	12	11	9
	7	8	7	7	8	8	7	8	8	7
	8	11	10	9	11	12	9	10	12	9
Звездные точки	9	10	10	9	9	9	9	11	10	8
	10	17	16	14	17	15	14	15	19	15
	11	12	13	11	13	13	11	14	12	11
	12	12	13	11	12	12	11	12	13	12
	13	24	27	27	27	28	27	28	28	26
	14	9	9	7	9	7	7	8	8	7
Центр плана	15	13	13	11	12	12	11	12	13	11
	16	12	13	11	13	12	11	13	12	11
	17	11	13	11	13	12	11	13	13	11
	18	11	12	11	12	12	11	13	12	11
	19	12	13	11	12	12	11	12	12	11
	20	11	13	11	12	12	11	12	13	12

Таблица 2– Результаты корреляционного анализа для $s/d=1,5$ ($N=114$)

Переменная	Средн. знач.	Станд. откл.	$Ln(\eta)$	$Ln(\omega_1)$	$Ln(t'_1)$	$Ln(t'_2)$	$Ln(D_{\text{ящ}}^3)$
$Ln(\eta)$	2,559	0,312	1,000	-0,912*	0,441*	-0,063	0,067
$Ln(\omega_1)$	-0,063	0,389	-0,912*	1,000	-0,080	0,002	-0,0004
$Ln(t'_1)$	4,147	0,176	0,441*	-0,080	1,000	0,026	0,071
$Ln(t'_2)$	3,004	0,238	-0,063	0,002	0,026	1,000	0,085
$Ln(D_{\text{ящ}}^3)$	-0,525	0,750	0,067	-0,0004	0,071	0,085	1,000

Определим взаимосвязь между оставшимися после корреляционного анализа переменными, для чего проведем регрессионный анализ отдельно для каждого значения s/d . В результате регрессионного анализа и проверки значимости коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента и отсеивания незначимых, получены уравнения взаимосвязи между удельной эффективностью теплообмена η и следующими факторами: скоростью ω_1 и температурой t'_1 на входе горячей воды в трубки. Все коэффициенты уравнений значимы на 5 %-ном уровне ($p < 0,05$).

Таблица 3– Результаты корреляционного анализа для $s/d=2,0$ ($N=119$)

Перемен- ная	Средн. знач.	Станд. откл.	$Ln(\eta)$	$Ln(\omega_1)$	$Ln(t'_1)$	$Ln(t'_2)$	$Ln(D^3_{ящ})$
$Ln(\eta)$	2,555	0,330	1,000	-0,916*	0,472*	0,022	-0,002
$Ln(\omega_1)$	-0,059	0,377	-0,916*	1,000	-0,107	-0,009	-0,002
$Ln(t'_1)$	4,142	0,177	0,472*	-0,107	1,000	0,017	0,020
$Ln(t'_2)$	2,954	0,241	0,022	-0,009	0,017	1,000	0,074
$Ln(D^3_{ящ})$	-0,551	0,738	-0,002	-0,002	0,020	0,074	1,000

Таблица 4– Результаты корреляционного анализа для $s/d=3,0$ ($N=120$)

Перемен- ная	Средн. знач.	Станд. откл.	$Ln(\eta)$	$Ln(\omega_1)$	$Ln(t'_1)$	$Ln(t'_2)$	$Ln(D^3_{ящ})$
$Ln(\eta)$	2,460	0,333	1,000	-0,934*	0,399*	0,037	0,012
$Ln(\omega_1)$	-0,058	0,376	-0,934*	1,000	-0,070	-0,009	0,000
$Ln(t'_1)$	4,156	0,186	0,399*	-0,070	1,000	0,008	-0,005
$Ln(t'_2)$	2,976	0,232	0,037	-0,009	0,008	1,000	0,069
$Ln(D^3_{ящ})$	-0,541	0,749	0,012	0,000	-0,005	0,069	1,000

Для относительного шага $s/d=1,5$ уравнение регрессии имеет следующий вид:

$$\eta = 19,6225 - 26,6455 \cdot \omega_1 + 0,2309 \cdot t'_1 + 10,3819 \cdot \omega_1^2 - 0,0894 \cdot \omega_1 \cdot t'_1. \quad (2)$$

Полученное уравнение (2) объясняет 97 % ($R^2=0,971$) вариации зависимой переменной η . Стандартная ошибка оценки зависимой переменной составляет 5,9 %.

Для относительного шага $s/d=2,0$:

$$\eta = 22,1869 - 31,0254 \cdot \omega_1 + 0,2287 \cdot t'_1 + 11,7921 \cdot \omega_1^2 - 0,0812 \cdot \omega_1 \cdot t'_1. \quad (3)$$

Уравнение (3) объясняет 97 % ($R^2=0,972$) вариации зависимой переменной η . Стандартная ошибка оценки зависимой переменной составляет 6,2 %.

Для относительного шага $s/d=3,0$:

$$\eta = 22,7496 - 30,5753 \cdot \omega_1 + 0,1871 \cdot t'_1 + 11,4967 \cdot \omega_1^2 - 0,0709 \cdot \omega_1 \cdot t'_1. \quad (4)$$

Уравнение (4) объясняет 96 % ($R^2=0,967$) вариации зависимой переменной η . Стандартная ошибка оценки зависимой переменной составляет 6,9 %.

Графическое представление уравнений регрессии (2) – (4) в виде кривых линий поверхности отклика η в аксонометрии и проекции сечений поверхности на плоскость в координатах факторов для относительного шага $s/d=1,5$; 2,0 и 3,0 показано на рисунке 1.

Хорошо видно влияние на удельную эффективность теплообмена, как скорости горячей воды ω_1 , так и ее температуры t'_1 на входе в трубки. Причем область высоких значений η примерно одинакова для всех шагов и находится в диапазоне ω_1 от 0,2 до 0,6 м/с и температуры t'_1 от 60 до 100 °С.

Для уточнения влияния относительного шага на эффективность теплообмена рассмотрим результаты корреляционного анализа приведенного в таблице 5. Этот анализ позволяет установить тесноту линейных связей между η , ω_1 , t'_1 и относительным шагом s/d . Как видно, между переменными η и s/d имеется очень слабая линейная связь (коэффициент корреляции минус 0,130), которой при приближенных расчетах можно было бы пренебречь. Все же, учтем влияние относительного шага на эффективность теплообмена.

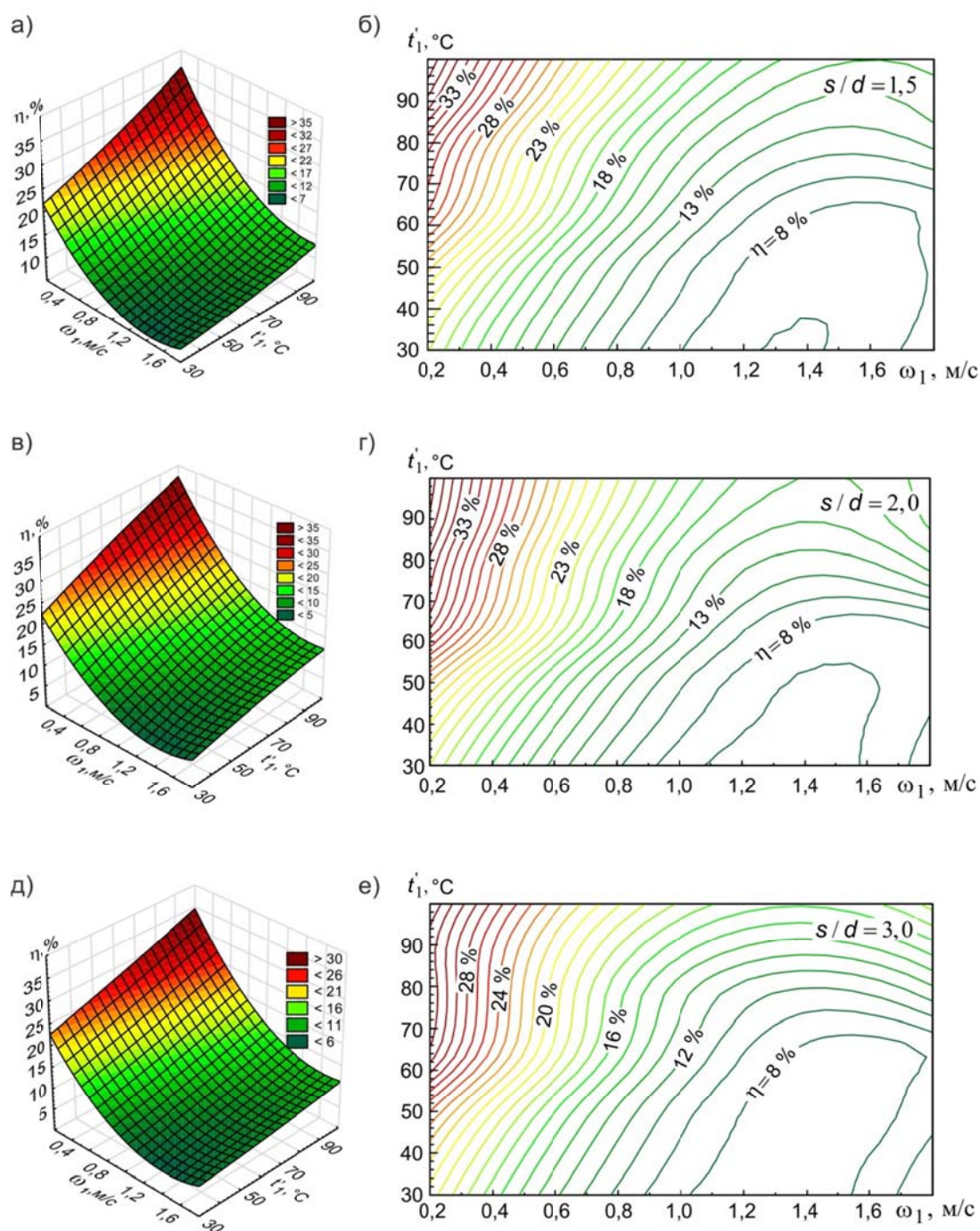


Рисунок 1 – Зависимость удельной эффективности теплообмена от скорости и температуры на входе в трубки горячей воды: а, в, д – поверхность отклика для $s/d = 1,5$; 2,0 и 3,0 соответственно; б, г, е – проекция сечений поверхности на плоскость для $s/d = 1,5$; 2,0 и 3,0 соответственно

Таблица 5– Результаты корреляционного анализа для всех шагов ($N=353$)

Переменная	Средн. знач.	Станд. откл.	$Ln(\eta)$	$Ln(\omega_1)$	$Ln(t'_1)$	$Ln(s/d)$
$Ln(\eta)$	2,524	0,328	1,000	-0,911*	0,428*	-0,130*
$Ln(\omega_1)$	-0,060	0,380	-0,911*	1,000	-0,085	0,004
$Ln(t'_1)$	4,149	0,179	0,428*	-0,085	1,000	0,022
$Ln(s/d)$	0,738	0,284	-0,130*	0,004	0,022	1,000

Удобное представление переменных в виде поверхности отклика η и проекции сечений поверхности на плоскость в факторном пространстве ω_1 , t'_1 и s/d показана на рисунке 2.

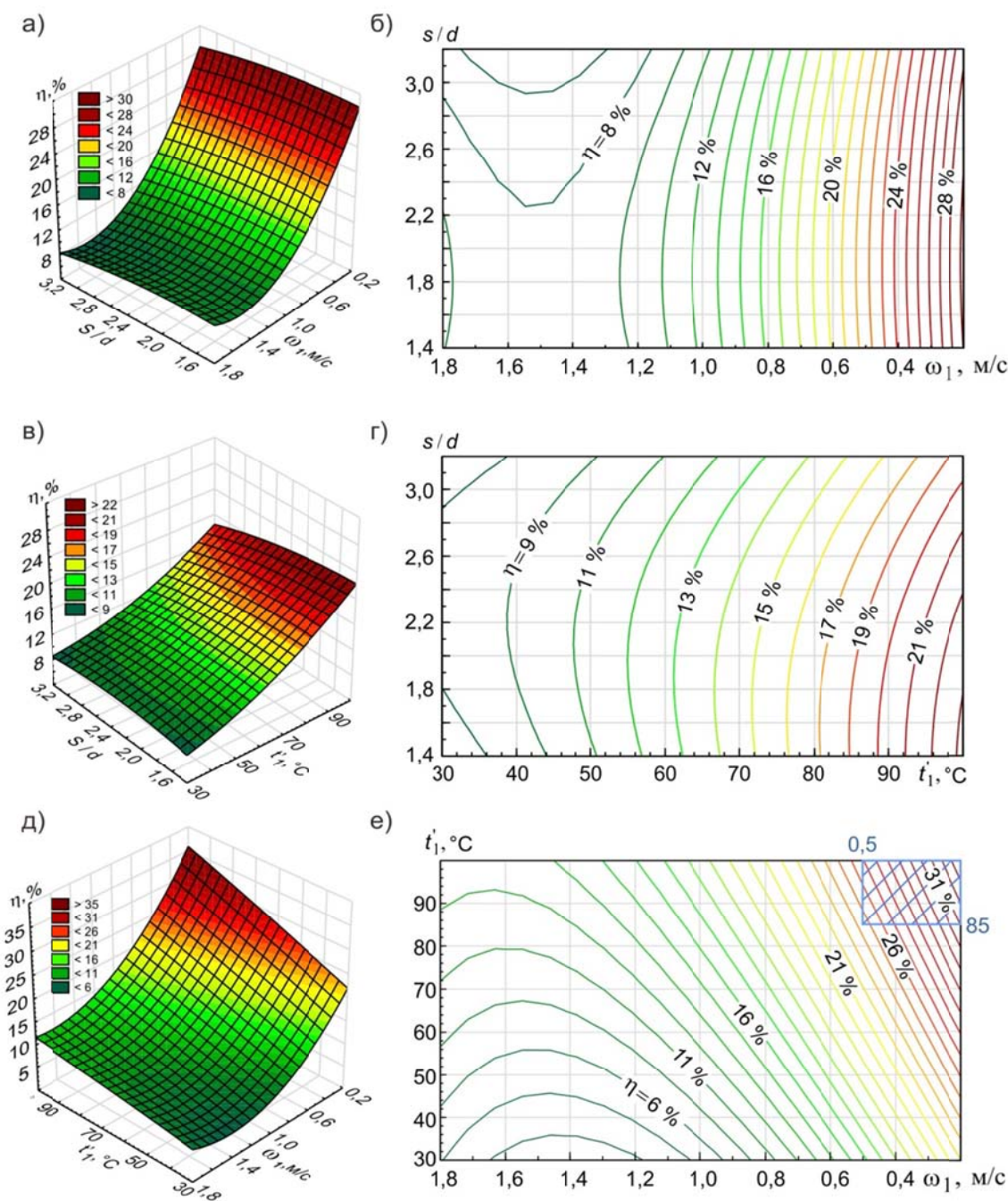


Рисунок 2 – Зависимость удельной эффективности теплообмена η от факторов ω_1 , t'_1 и s/d :

а, в, д – поверхность отклика; б, г, е – проекция сечений поверхности на плоскость

Следует отметить, что существенный рост удельной эффективности теплообмена η наблюдается на участке скорости горячей воды ω_1 в трубах от 0,5 до 0,2 м/с. Влияние относительного шага s/d , как и показал корреляционный анализ, незначительно (рисунок 2, а, б). Наибольшая эффективность наблюдается при температуре t'_1 более 85 °С. Причем при такой температуре наблюдается некоторое смещение максимума η к значениям $s/d < 2,4$ (рисунок 2, в, г). Из анализа рисунка 2, д, е видно, что для обеспечения высоких значений

удельной эффективности теплообмена заборного охладителя, работающего в условиях свободной конвекции, необходимо обеспечить подачу горячей воды на вход в охладитель с температурой не менее 80 – 85 °С при скорости течения в трубках не превышающей 0,5 м/с. Область рекомендуемых эксплуатационных режимов отмечена на рисунке 2, е заштрихованным прямоугольником в правом верхнем углу графика.

В результате проведения регрессионного анализа и проверки значимости коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента, получено уравнение линейной взаимосвязи между переменными η и ω_1 , s/d . Вид уравнения:

$$\eta = 0,905 \cdot \omega_1^{-0,76} \cdot t_1'^{0,649} \cdot (s/d)^{-0,155}. \quad (5)$$

Анализ уравнения регрессии (5) с помощью общего F–критерия Фишера подтверждает адекватность математической модели. Область применения зависимости: $\omega_1 = 0,29 - 1,67$ м/с; $t_1' = 40 - 95$ °С; $s/d = 1,5 - 3,0$. Статистические характеристики уравнения приведены в таблице 6. Значимые на 5 %-ном уровне ($p < 0,05$) коэффициенты уравнения обозначены звездочкой. Полученное уравнение объясняет 97 % ($R^2 = 0,972$) вариации функции отклика η . Стандартная ошибка оценки зависимой переменной составляет 2,1 %.

Таблица 6– Основные результаты регрессионного анализа

Параметр	Коэффициент регрессии	Стандартная ошибка	T–статистика	Уровень значимости, p
Свободный член	–0,099	0,067	–1,472	$p = 0,141$
$\ln(\omega_1)$	–0,760*	0,007*	–99,464*	$p \leq 0,05$
$\ln(t_1')$	0,648*	0,016*	40,174*	$p \leq 0,05$
$\ln(s/d)$	–0,155*	0,010*	–15,233*	$p \leq 0,05$
$\ln(\eta)$	$R = 0,986; R^2 = 0,972; F(3,349) = 4166; p \leq 0,05$			

Графическая зависимость, изображенная на рисунке 3 наглядно показывает степень влияния переменных на эффективность теплообмена. Опытные значения, нанесенные на поле графика со шкалами в логарифмическом масштабе, можно описать в виде зависимости $\eta/t_1'^{0,65}$ от ω_1 для относительного шага $s/d = 1,5; 2,0$ и $3,0$.

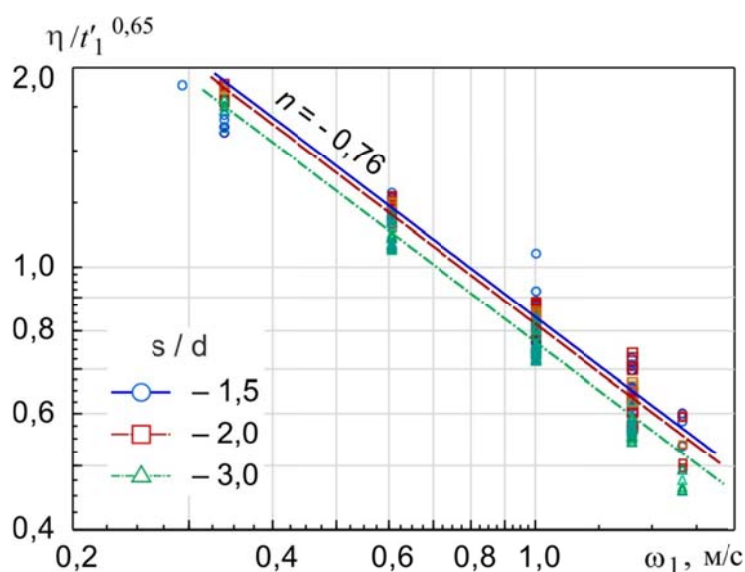


Рисунок 3 – Влияние относительного шага на удельную эффективность теплообмена

Как видно, опытные точки на графике ложатся на прямые, которые аппроксимируются уравнением $\eta = C \cdot V_1^{-0,76} \cdot t_1'^{0,65}$. Влияние относительного шага трубок учитывается коэффициентом C .

Как видно из таблицы 6 при определении свободного члена C уравнения (5) уровень значимости превышает необходимый ($p > 0,05$). Низкую точность также подтверждает визуальный анализ графика зависимости коэффициента C от относительного шага s/d (рисунок 4).

Более точные результаты при определении коэффициента C дает экспоненциальная зависимость, выраженная в виде: $C = 0,92 \cdot e^{-0,06 \cdot s/d}$ (рисунок 5).

Исходя из этого, эмпирическую зависимость (5) можно привести к следующему виду:

$$\eta = 0,92 \cdot e^{-0,06 \cdot s/d} \cdot \omega_1^{-0,76} \cdot t_1'^{0,65} \quad (6)$$

Графическая зависимость, представленная на рисунке 6, с погрешностью $\pm 15\%$ аппроксимируется степенной функцией (6).

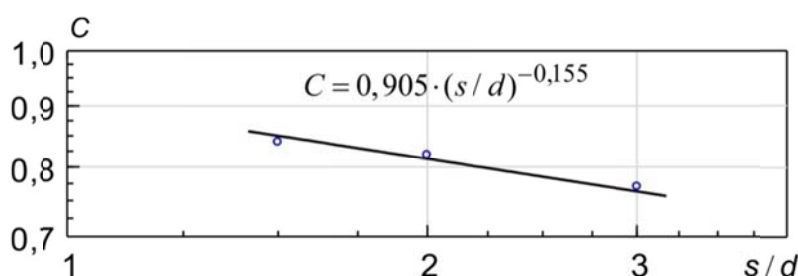


Рисунок 4 – Степенная зависимость коэффициента C от относительного шага s/d

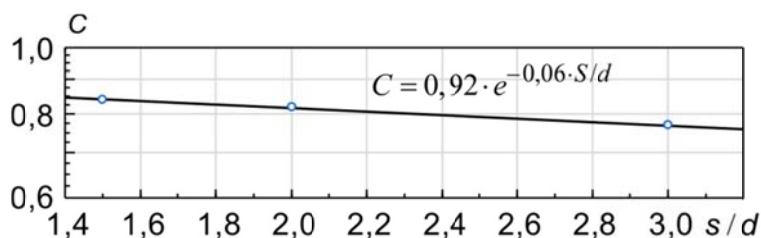


Рисунок 5 – Экспоненциальная зависимость коэффициента C от относительного шага s/d

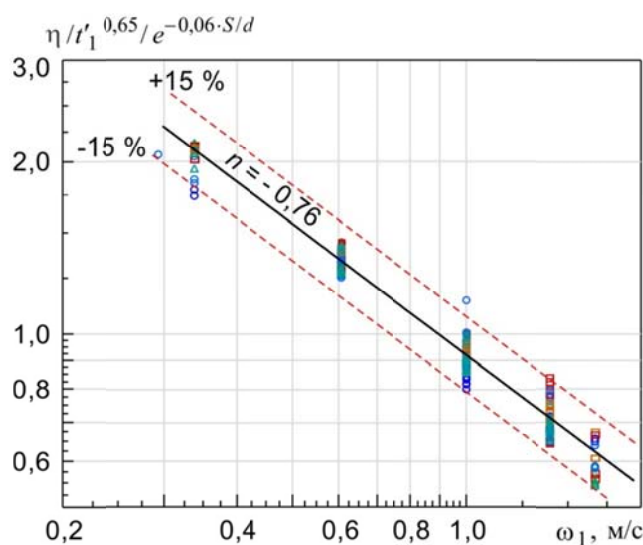


Рисунок 6 – Зависимость $\eta / t_1'^{0,65} / e^{-0,06 \cdot s/d}$ от ω_1

Для построения теплотехнических характеристик заборного охладителя для всех рассматриваемых относительных шагов s/d рассмотрим зависимость удельной эффективности теплообмена η от скорости охлаждающей (заборной) воды ω_2 в межтрубном пространстве и скорости охлаждаемой воды ω_1 (горячего теплоносителя) в трубках.

Наглядное представление о зависимости $\eta = f(\omega_2, \omega_1)$ дает трехмерное изображение в виде кривых линий, показанное на рисунке 7, а и проекции поверхности отклика на плоскость в исследуемой области скорости ω_1 и ω_2 (рисунок 7, б). Уравнение регрессии имеет следующий вид:

$$\eta = 34,4247 - 37,3206 \cdot \omega_1 + 23,1165 \cdot \omega_2 + 12,3172 \cdot \omega_1^2. \quad (7)$$

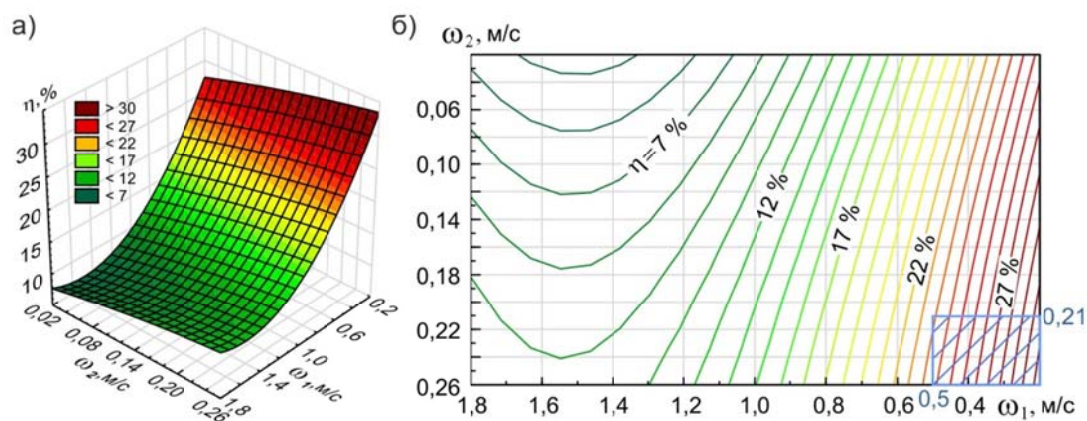


Рисунок 7 – Зависимость удельной эффективности теплообмена η от скорости горячей воды в трубках ω_1 и скорости заборной воды в межтрубном пространстве ω_2 : а – поверхность отклика; б – проекция сечений поверхности на плоскость

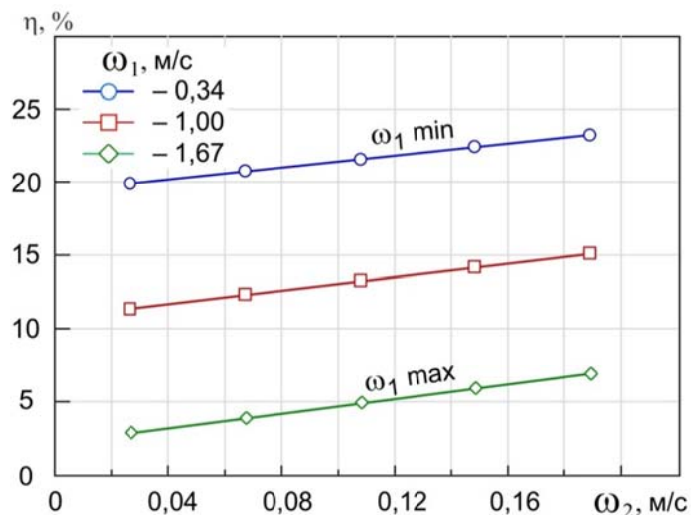


Рисунок 8 – Зависимость удельной эффективности теплообмена η от скорости заборной воды в межтрубном пространстве ω_2 на граничных и среднем по скорости ω_1 режимах работы заборного охладителя

Область применения зависимости (7): $\omega_1 = 0,34 - 1,67$ м/с; $\omega_2 = 0,026 - 0,189$ м/с; $s/d = 1,5 - 3,0$. Это уравнение объясняет 88 % ($R^2 = 0,889$) вариации зависимой переменной η . Стандартная ошибка оценки зависимой переменной составляет 12 %.

Следует отметить, что существенный рост удельной эффективности теплообмена наблюдается в области малых скоростей горячего теплоносителя $\omega_1 < 0,8$ м/с. Для определения характера влияния скорости ω_2 и ω_1 на эффективность теплообмена выбраны поперечные сечения поверхности отклика в плоскостях, соответствующих минимальному, среднему и максимальному значению скорости горячего теплоносителя ω_1 , равному 0,34, 1,0 и 1,67 м/с (рисунок 8).

Анализируя профиль сечений, можно отметить одинаковое для всех сечений монотонное увеличение η при возрастании скорости заборной воды ω_2 в межтрубном пространстве.

Таким образом, учет особенностей эксплуатации ЗО в условиях свободной конвекции приводит к необходимости нахождения некоторой области эксплуатационных режимов, для которой характерны высокие показатели эффективности теплообмена. Эта область формируется в факторном пространстве рассматриваемых параметров работы охладителя в определенных интервалах.

Заключение.

На основании проведенных исследований и анализа опытных данных можно дать рекомендации, существенно повышающие эффективность технических характеристик ЗО:

- температура горячего теплоносителя на входе в трубную систему охладителя должна быть не ниже 85°C;
- скорость течения горячего теплоносителя в трубках не должна превышать 0,5 м/с;
- скорость течения заборной воды в межтрубном пространстве должна быть максимальной и ее необходимо повышать всеми возможными способами, один из которых заключается в подаче газожидкостных струй в межтрубное пространство для интенсификации теплоотдачи к заборной воде.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bloksma heat exchangers. Working drawing for box cooler. Bloksma b.v, 2006. – P.31.
2. Инструкция по установке и техническому обслуживанию судовых охладителей с U-образными трубками производства компании Blokland. Blokland Non Ferro B.V, 2013. – 20 с.
3. Орлова Е.Г. Проблема оценки эффективности судовых систем охлаждения с заборными охладителями / Е.Г. Орлова, В.К. Шурпак // Науч. –техн. сборник Российского морского регистра судоходства. – 2008. – Вып. 31. – С.245 – 259.
4. ГОСТ Р 51749–2001. Энергосбережение. Энергопотребляющее оборудование общепромышленного применения. Виды. Типы. Группы. Показатели энергетической эффективности. Идентификация. – М: Изд-во стандартов, 2001. – 27 с.
5. ОСТ В5.4279–84. Комплексная система контроля качества. Общая морская техника. Аппараты теплообменные. Типовая программа стендовых испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 21 с.
6. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
7. Данилова Г.Н. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 303 с.
8. Ткач С.Н. Теплообмен пучков U-образных труб в условиях свободной конвекции / С.Н. Ткач // Вестник СевНТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2014. – Вып. 148. – С.134–138.

Ткач Сергей Николаевич

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»

Старший преподаватель кафедры Энергоустановок морских судов и сооружений

ул. Университетская 33, г. Севастополь, 299053

Тел. 8(692) 54–30–86

E-mail: sntkach@mail.ru

S.N. TKACH

EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF THE TECHNICAL CHARACTERISTICS OF THE BOX COOLERS MARINE CLOSED COOLING SYSTEMS

Abstract. *On the selected performance indicator evaluated the technical characteristics of the box coolers in the area of operational modes in terms of Parking of a vessel. Conducted thermal experimental study of a cooling structure of a closed-loop cooling system of the diesel engine. Methods of statistical analysis of experimental data the regression equations describing the dependence of the efficiency of heat transfer from a number of design and operational factors. Built thermal performance and optimal modes of operation of box coolers, which are characterized by high indicators of efficiency of heat transfer under free convection to outboard water.*

Keywords: *box cooler, the cooling system of a diesel engine, efficiency of heat transfer, free convection, thermal characteristics*

BIBLIOGRAPHY

1. Bloksma heat exchangers. Working drawing for box cooler. Bloksma b.v, 2006. – P.31.
2. Instrukcija po ustanovke i tehničeskemu obsluzhivaniju sudovih ohladitelej s U-obraznymi trubkami proizvodsta kompanii Blokland. Blokland Non Ferro B.V, 2013. – 20 c.
3. Orlova E.G. Problema ocenki jeffektivnosti sudovih sistem ohlazhdenija s zabornymi ohladiteljami / E.G. Orlova, V.K. SHurpjak // Nauch. –tehn. sbornik Rossijskogo morskogo registra sudohodstva. – 2008. – Vyp. 31. – S.245 – 259.
4. GOST R 51749–2001. JEnergoberezhenie. JEnergopotrebljajushhee oborudovanie obshhepromyshlennogo primenenija. Vidy. Tipy. Gruppy. Pokazateli jenergetičeskoj jeffektivnosti. Identifikacija. – M: Izd-vo standartov, 2001. – 27 s.
5. OST V5.4279–84. Kompleksnaja sistema kontrolja kachestva. Obshhaja morskaja tehnika. Apparaty teploobmennye. Tipovaja programma stendovih ispytanij. – M.: Izd-vo standartov, 1984. – 21 s.
6. Bazhan P.I. Spravochnik po teploobmennym apparatam / P.I. Bazhan, G.E. Kanevec, V.M. Seliverstov. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 368 s.
7. Danilova G.N. Teploobmennye apparaty holodilnih ustanovok / G.N. Danilova, S.N. Bogdanov, O.P. Ivanov i dr. – L.: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1986. – 303 s.
8. Tkach S.N. Teploobmen puchkov U-obraznyh trub v uslovijah svobodnoj konvekcii / S.N. Tkach // Vestnik SevNTU. Ser. Mehanika, jenergetika, jekologija: sb. nauch. tr. – Sevastopol: Izd-vo SevNTU, 2014. – Vyp. 148. – S.134–138.

Tkach Sergey Nikolaevich

Sevastopol State University

Senior Lecturer of the Department of Power plants of marine vessels and structures

st. University 33, Sevastopol, 299053

Ph. 8(692) 54–30–86

E-mail: sntkach@mail.ru

Д.А. ТОКАРЕВ

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕЧЕНИЯ ИМПАКТНЫХ СТРУЙ В ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВАХ

Аннотация. Рассмотрена оптимизация теплообменного аппарата с интенсификацией теплоотдачи путем разрушения пристеночного слоя импактными струями. Применен экран, формирующий течение жидкости. Проведено компьютерное моделирование течения жидкости в исследуемом теплообменном аппарате.

Ключевые слова: замкнутые системы охлаждения, импактные струи, интенсификация теплообмена, спиральный канал течения, моделирование течения жидкости.

Введение.

Энергетические установки современных судов производят тепловую энергию, которую необходимо утилизировать. Одним из способов утилизации является отвод образующегося тепла в окружающую среду с использованием специальных устройств. Данными устройствами являются теплообменные аппараты. Наиболее распространенной схемой теплоотвода является разомкнутая, в которой забортная вода с помощью насосов прокачивается через теплообменный аппарат, в котором отбирает тепловую энергию у циркуляционного охлаждающего контура. Данная схема может быть названа классической, поскольку используется в большинстве случаев.

Прокачивание забортной воды через теплообменный аппарат имеет ряд негативных последствий одним из которых является вред для экологии. В забортной воде содержится планктон, икринки и мелкая рыба, которая не способна сопротивляться всасыванию трубами системы охлаждения. Попадание в теплообменный аппарат приводит к гибели большинства живых организмов в результате нагрева. Таким образом, совершенствование энергетических установок судов, связанное с повышением надежности, эффективности и экологической безопасности эксплуатации, является актуальной проблемой в современном судостроении.

Одним из возможных способов решения вышеуказанной проблемы является внедрение замкнутых систем охлаждения. В замкнутых системах охлаждения специально подготовленная пресная вода циркулирует по замкнутому контуру, при этом исключается прием забортной воды в систему. Утилизация тепловой энергии производится через обшивку корпуса судна. Очевидным недостатком подобных систем является требование большой площади теплообмена. Уменьшение площади теплообменной поверхности может быть достигнуто с использованием интенсификации теплоотдачи внутри и снаружи аппарата [1 – 3]. Основой любого метода интенсификации теплоотдачи является разрушающее воздействие на пограничный слой, поэтому использование струйного подвода охлаждаемой жидкости также является одним из способов интенсификации теплообмена. Механизм такого метода заключается в следующем: жидкость в подводимой струе, обладающая кинетической энергией, турбулизует течение внутри устройства теплоотвода, существенно увеличивая теплоотдачу вдоль поверхности теплообмена [1, 4, 7].

Анализ исследований и публикаций. Вопрос интенсификации теплообмена и использование замкнутых систем охлаждения рассмотрен в работах [4 – 11 и др.]. Рассмотрены различные способы организации течения жидкости и формы поверхности теплообменного аппарата.

В работе [4] представлены результаты исследований течения охлаждаемой жидкости к поверхности теплообмена в судовых обшивочных теплообменных аппаратах. А также представлены результаты визуальных исследований течения потока жидкости в теплообменном аппарате, как с установленным экраном, так и без него. Представлены фотографии течения жидкости, выполненные с помощью специального стенда. При этом возможно оценить турбулентность течения. Уточнение скорости движения жидкости при данном подходе выполнить затруднительно.

Одним из способов расчета и моделирования процессов движения жидкости является решение уравнений Навье–Стокса. Решение данных уравнений получают с помощью совокупности математических, физических и численных методов, которые образуют вычислительную гидродинамику [5]. Существует более десятка программных комплексов для решения этой задачи назначения. И программные продукты узкого профиля для решения конкретной задачи, подсчет которых затруднительная задача в виду их большого количества.

На основе проведенного подробного анализа литературы можно выделить несколько ключевых вопросов, рассмотрение которых является наиболее актуальным. На сегодняшний день представляет интерес исследование процессов теплообмена с заданной формой импактной струи. Одним из способов формирования струи является установка экрана [4] при этом, форма экрана является предметом для исследования. Разработка программного комплекса для поиска оптимальных форм экрана является актуальной.

Целью статьи является представление результатов моделирования течения импактных струй в устройствах теплоотвода в забортную воду в замкнутых системах охлаждения энергетических установок судов и морских технических средств с дополнительно установленными экранами округлой формы с выштамповками и спиральными каналами.

Основная часть.

Установлено, что установка экрана способствует увеличению теплоотдачи [3 – 10]. Разработка оптимальной формы экрана позволит получить сократить площадь теплообменного аппарата, и существенно удешевить производство и эксплуатацию замкнутых систем охлаждения. Применение экрана исключает смешивание подаваемой жидкости в теплообменник с уже имеющейся. Исключение смешивания увеличивает температурный напор. Для проверки данного утверждения предложено провести моделирование течения жидкости в аппарате с экраном. На рисунке 1 изображен боковой разрез экспериментальной модели с установленным круглым экраном диаметром 0,5 м.

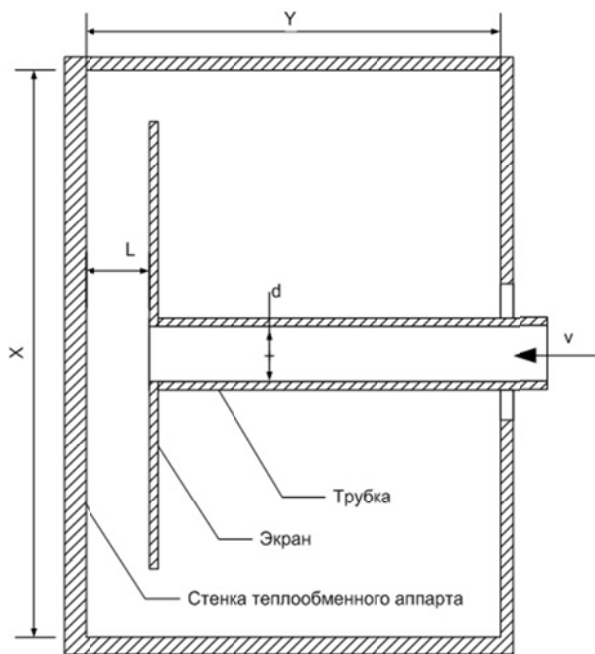


Рисунок 1 – Схема модели устройства теплоотвода с установленным экраном:

$X = 0,6 \text{ м}; Y = 1 \text{ м}; L = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}; d = 10^{-2} \text{ м}; v = 1 \text{ м/с};$ диаметр экрана 0,5 м

Наличие экрана позволяет рассчитать скорость течения жидкости аналитическим методом. При этом скорость жидкости в зазоре L падает пропорционально расстоянию от отверстия в центре диска. Данное утверждение подтверждается результатами моделирования, представленными на рисунке 2. При этом расчетная сеть состоит из 200345

узлов. Шаг сетки задан автоматически $7 \cdot 10^{-3}$ м, кроме областей вокруг трубки – $1,6 \cdot 10^{-3}$ м и пристеночного слоя – $1,6 \cdot 10^{-3}$ м. Моделирование производится до получения установившихся значений течения жидкости.

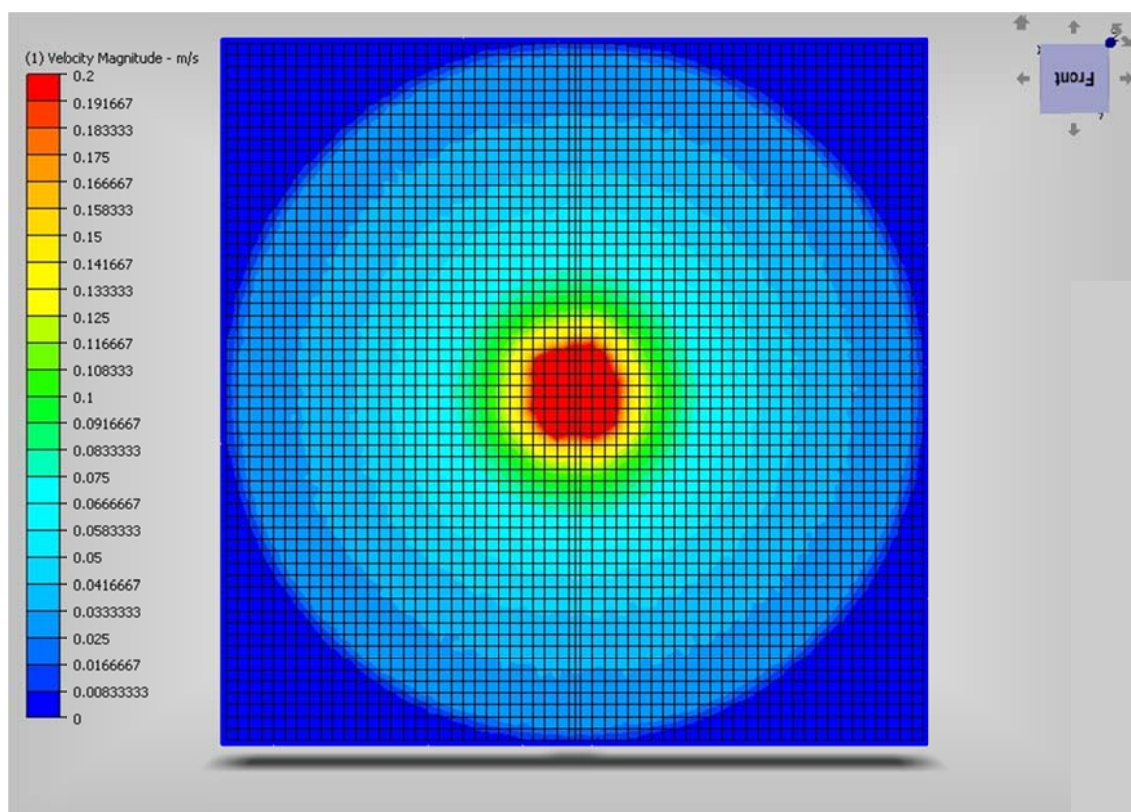


Рисунок 2 – Результаты моделирования скорости движения жидкости (вид со стороны стенки теплообменного аппарата)

При течении жидкости в зазоре со скоростью превышающей 0.2 м/с наблюдается турбулизация потока, которая приводит к разрушению пристеночного слоя и увеличению коэффициента теплоотдачи в десятки раз. Как следует из результатов, представленных на рисунке 2, область турбулентного течения имеет диаметр не более 100 мм при диаметре экрана 600 мм. Данная форма экрана является неэффективной и требует доработки.

Предложено две модификации экрана: с использованием полукруглых выштамповок, и с установкой спирального канала в зазор между экраном и стенкой теплообменного аппарата.

Выштамповки позволяют искусственно сузить зазор, что приведет к росту скорости течения жидкости. Форма выштамповок и частота их установки является предметом отдельного исследования. В данной работе на плоскости экрана по окружности расположим выштамповки, изготовленные сферическим штампом диаметром 28 мм. Для удобства производства подобных экранов глубина погружения штампа в материал не должна превышать 1/2 от радиуса. Диаметр штампа подбирается исходя из толщины материала экрана таким образом, чтобы полученная выштамповка заняла все пространство между экраном и стенкой теплообменного аппарата (рисунок 3).

Для достаточного ускорения потока необходимо не менее 20 выштамповок. На рисунке 4 изображена поверхность экрана с нанесенными выштамповками.

На рисунке 5 показаны результаты моделирования распределения скорости движения охлаждающей жидкости для экрана с выштамповками.

Установка конструктивно модифицированного экрана изменяет распределение полей скоростей охлаждаемой жидкости. Наблюдается изменение формы поперечного сечения

пятна и добавляются периферийные локальные зоны увеличения скорости, что положительно сказывается на эффективности теплоотдачи.

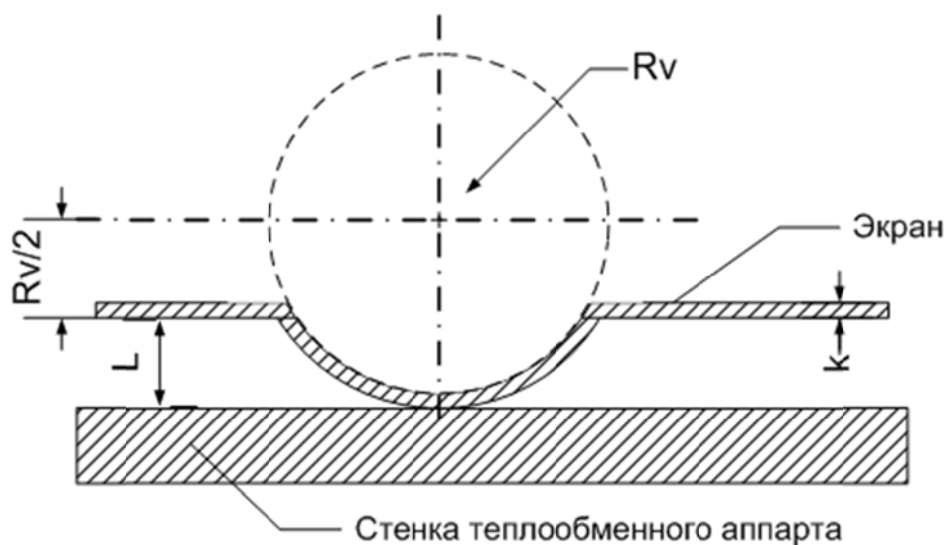


Рисунок 3 – поперечный разрез выштамповки:

L – Зазор между экраном и стенкой теплообменного аппарата; k – толщина экрана; Rv – радиус штампа

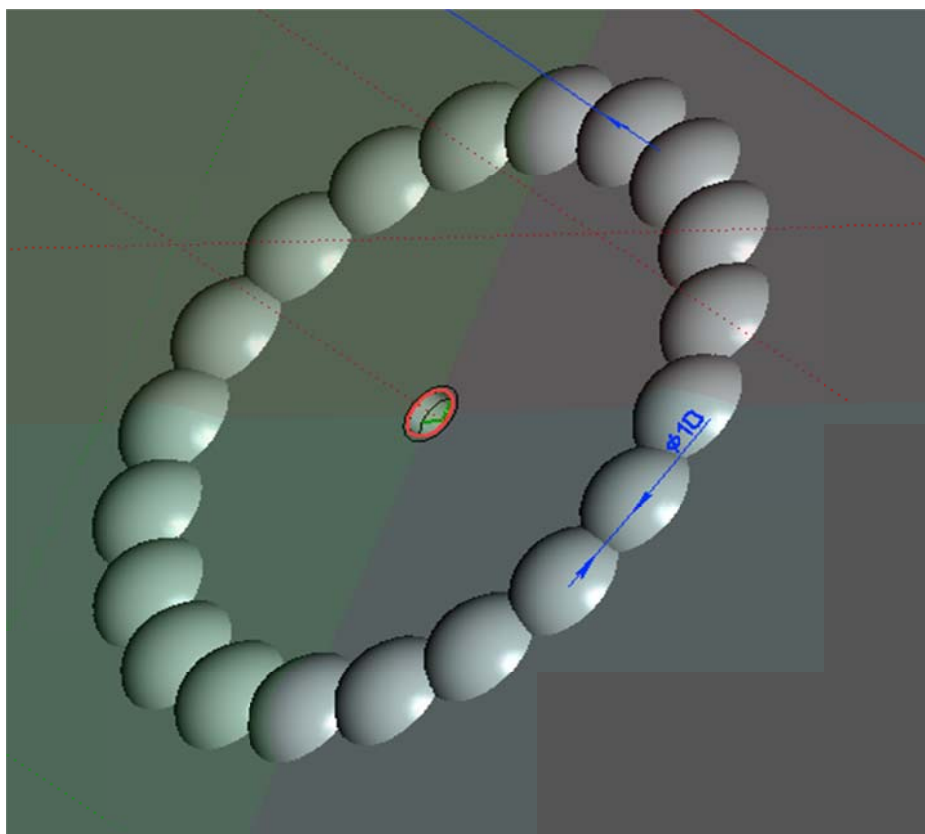


Рисунок 4 – Экран с выштамповками

Расположение следующего ряда выштамповок в шахматном порядке позволит увеличить скорость и турбулизацию течения, что в свою очередь увеличит сопротивление течению жидкости и будет способствовать скорейшему засорению зазора.

Еще одним способом организации течения жидкости в зазоре является размещение в нем лабиринтного канала. В данной работе представлены результаты моделирования движения жидкости в спиральном канале. Шаг спирали выбран 28 мм, что соответствует полученному ранее диаметру штампа. На рисунке 6 представлен вид экрана со спиралью.

Жидкость движется от центра диска к краю по спиральному каналу. Благодаря постоянному шагу спирали и зазору между экраном и стенкой теплообменного аппарата скорость жидкости не изменяется с удалением от центра. При достаточной скорости течения наблюдается турбулизация. На рисунке 7 изображены результаты моделирования течения жидкости в спиральном зазоре. Видно, что скорость течения равномерна и соответствует 0,4 м/с. При данной скорости течение турбулизировано, что приводит к разрушению пристеночного слоя и увеличению коэффициента теплоотдачи от воды к металлу.

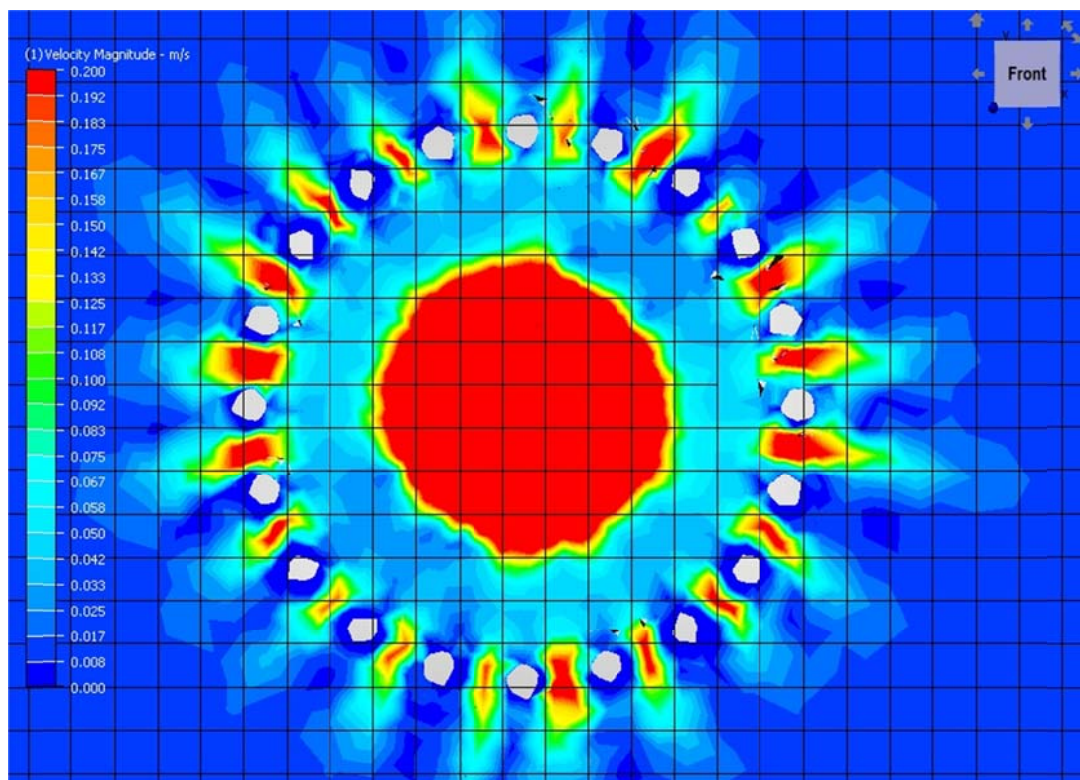


Рисунок 5 – Модель с 20 выштамповками. Вид со стороны стенки теплообменного аппарата: слой с максимальными скоростями потока, шаг сетки – $5 \cdot 10^{-2}$ м, максимальная отображаемая скорость ограничена 0,2 м/с

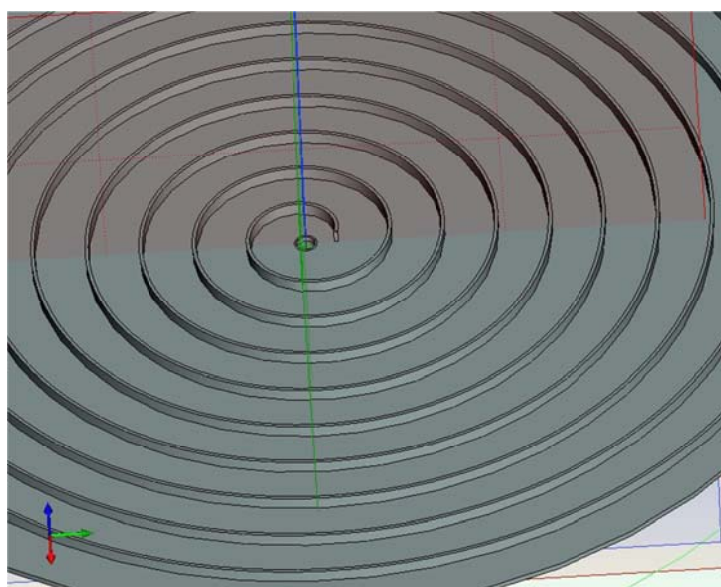


Рисунок 6 – Экран со спиральным каналом

Наблюдается снижение скорости течения около стенки спирали. При этом скорость не снижается ниже 0,3 м/с, что позволяет сделать вывод о возможности уменьшения скорости потока жидкости на входе в теплообменный аппарат без снижения эффективности. На рисунке 9 представлены результаты моделирования течения жидкости с уменьшенной подачей на входе в аппарат до 0,5 м/с.

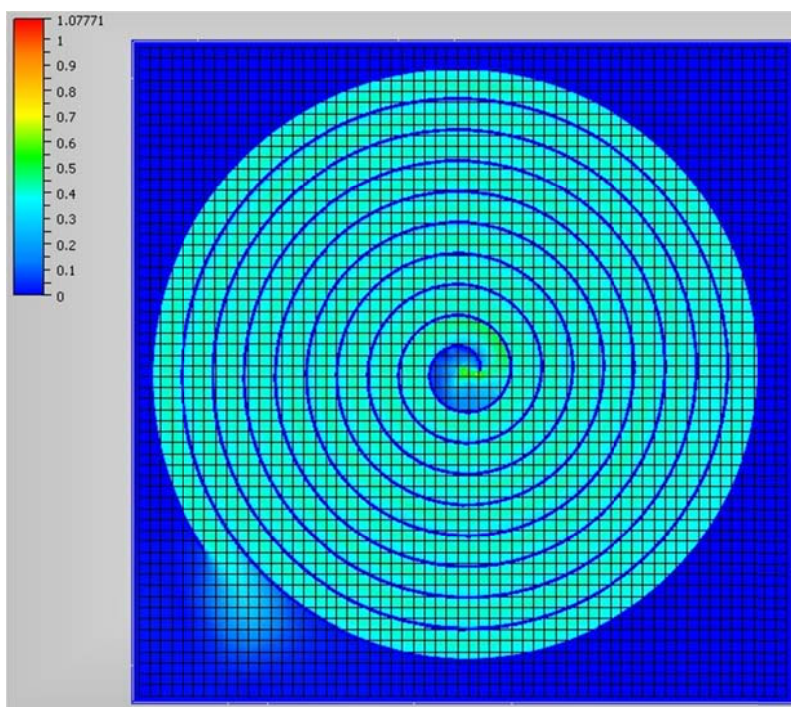


Рисунок 7 – Результаты моделирования течения жидкости.

Вид со стороны стенки теплообменного аппарата:
 слой с максимальными скоростями потока, шаг сетки – $1 \cdot 10^{-2}$ м,
 максимальная отображаемая скорость 1 м/с

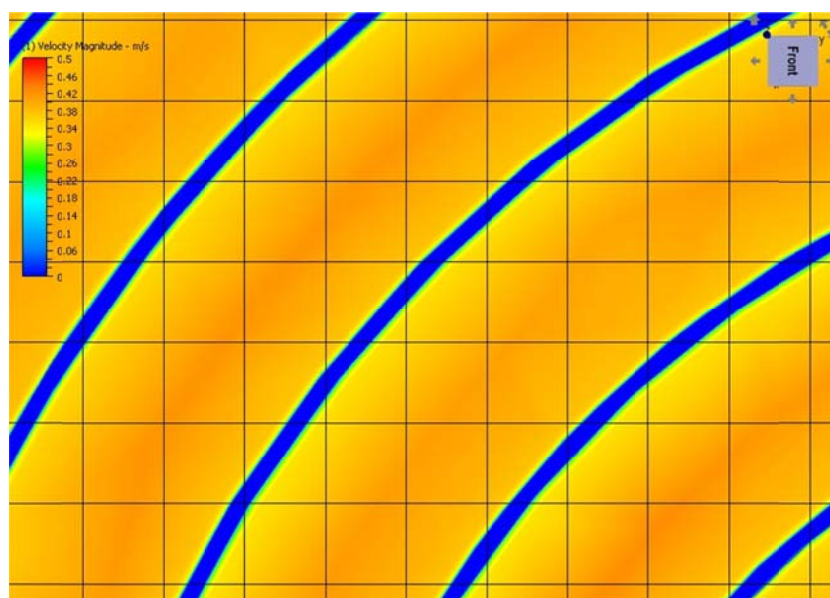


Рисунок 8 – Увеличенный фрагмент результатов моделирования течения жидкости. Вид со стороны стенки теплообменного аппарата:
 слой с максимальными скоростями потока, шаг сетки – $1 \cdot 10^{-2}$ м,
 максимальная отображаемая скорость 0,5 м/с

На рисунке 8 показан увеличенный фрагмент результатов моделирования, на котором максимальная отображаемая скорость ограничена до 0,5 м/с.

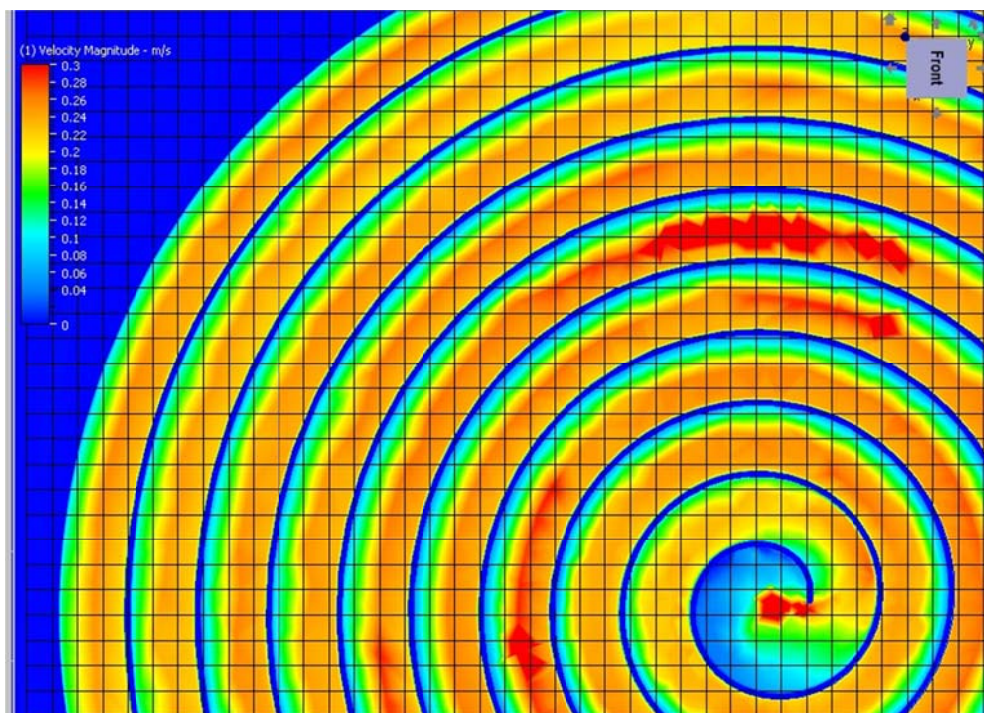


Рисунок 8 – Увеличенный фрагмент результатов моделирования течения жидкости. Вид со стороны стенки теплообменного аппарата: слой с максимальными скоростями потока, скорость жидкости в точке подачи 0,5 м/с, максимальная отображаемая скорость 0,3 м/с

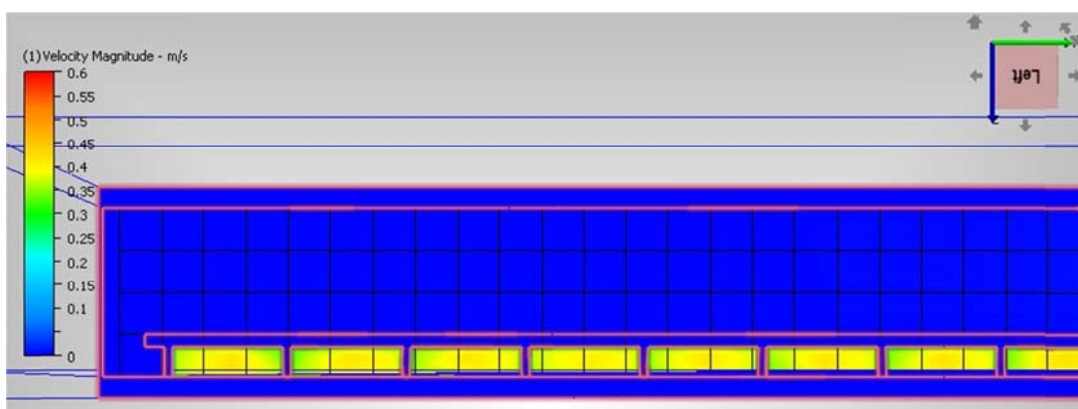


Рисунок 9 – Поперечный разрез спирального канала: скорость жидкости в точке подачи 1 м/с, максимальная отображаемая скорость 0,6 м/с

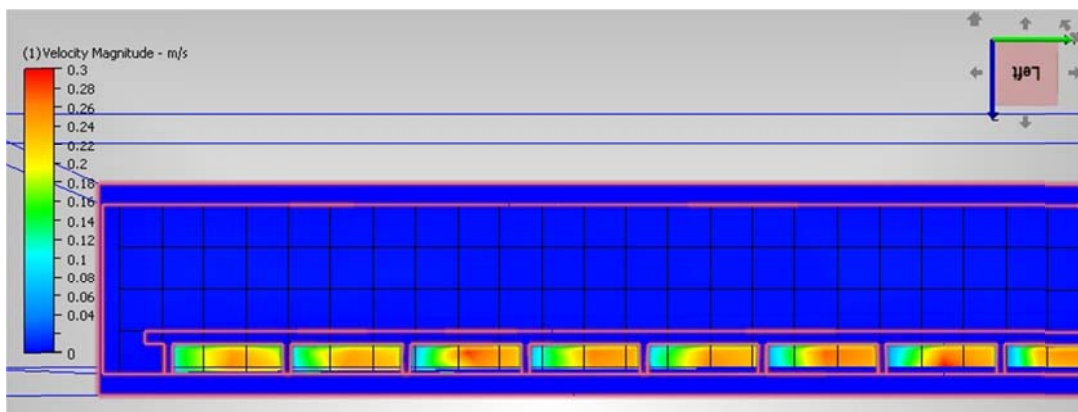


Рисунок 10 – Поперечный разрез спирального канала: скорость жидкости в точке подачи 0,5 м/с, максимальная отображаемая скорость 0,3 м/с

Наблюдается расслоение потока жидкости, причиной которого является трение о внутренний край спирали. Дальнейшее уменьшение скорости подачи жидкости может привести к образованию застойных зон и снизить эффективность конструкции. Для сравнения влияния скорости подачи жидкости на распределение скоростей в поперечном разрезе канала приведем полученные результаты на рисунках 9 и 10.

Как видно из результатов, представленных на рисунках 9 и 10, у пристеночно слоя жидкость движется со скоростью более 0,2 м/с, что приемлемо и способствует увеличению теплоотдачи. Снижение скорости подачи приводит к расслоению скорости течения в поперечном разрезе. Максимум скорости располагается по центру канала, минимум – у внешнего края спирали.

Заключение.

Представленные результаты моделирования течения импактных струй в устройствах теплоотвода в забортную воду замкнутых системах охлаждения показали хорошую согласованность с результатами ранних исследований с различными типами установленных экранов, что однозначно подтверждает правильность выполненных расчетов.

Применение спиральных каналов позволяет получить организованное течение с заданной скоростью. Размер экрана, расстояние до стенки, и шаг спирали выбирается в зависимости от скорости подачи на входе в теплообменный аппарат. Расчет скорости в спиральном канале осуществляется алгебраическими методами, что является преимуществом в сравнении с выштаповками.

Экран с выштаповками создает меньшее сопротивление течению жидкости в сравнении со спиральным каналом.

В дальнейшем целесообразно провести моделирование течения жидкости с учетом температуры – это позволит исследовать теплопередачу при различных способах организации течения.

Работа выполнена в рамках исследовательской работы лаборатории «Эффективных энергетических установок и технологий» кафедры Энергоустановок морских судов и сооружений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теплопередача: учеб. для студ. вузов, обуч. по напр. подготовки «Мор. и речной трансп.» / К. Ю. Федоровский – Севастополь: Изд-во Севастоп. нац. техн. ун-та, 2012. – 304 с.
2. Middelberg G., Herwig H. Convective Heat Transfer under Unsteady Impinging Jets: The Effect of the Shape of the Unsteadiness // Heat Mass Transfer. – 2009. – V. 45. – P. 1519–1532.
3. Юдаев Б.Н. Теплообмен при взаимодействии струи с преградами / Б.Н. Юдаев, М.С. Михайлов, В.К. Савин. – М.: Машиностроение, 1977. – 248 с.
4. Федоровский К.Ю. Устройства и системы охлаждения энергетических установок морских технических средств: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.08.05. / Федоровский Константин Юрьевич. – Севастополь, 1991. – 347 с.
5. Роуч П. Вычислительная гидродинамика / П. Роуч – М.: Мир, 1980. – 618 с.
6. Теплопередача: учеб. для студ. вузов, обуч. по напр. подготовки «Мор. и речной трансп.» / К. Ю. Федоровский – Севастополь: Изд-во Севастоп. нац. техн. ун-та, 2012. – 304 с.
7. Бузник В.М. Интенсификация теплообмена в судовых установках / В.М. Бузник. – Л.: Судостроение, 1969. – 364 с.
8. Федоровский К.Ю. Эффективность газожидкостной интенсификации теплоотвода системы охлаждения судовой энергетической установки / К.Ю. Федоровский, В.В. Ениватов // Сб. науч. тр. Севаст. национ. ун-т ядерной энергетики и промышленности. – Севастополь. – 2010. – Вып. 4. – № 36. – С. 233 – 240.
9. Molana M., Banooni S. Investigation of heat transfer processes involved liquid impingement jets // Braz. J. Chem. Eng. V.30 no.3 São Paulo July/Sept. – 2013.
10. Silk E. A., Kim J., Kiger K. Spray Cooling of Enhanced Surfaces: Impact of Structured Surface Geometry and Spray Axis Inclination // Int. J. of Heat and Mass Transfer. – Vol. 49. – pp. 4910 – 4920.
11. Fitzgerald, J. A., Garimella, S. V., A study of the flow field of a confined and submerged impinging jet // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1998. – V. 41 – pp. 1025 – 1034.

Токарев Денис Александрович

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь

Кандидат технических наук, доцент кафедры Энергоустановок морских судов и сооружений

299053, Севастополь, ул. Университетская, 33

тел: +7 (8692) 54–30–86

E-mail: tdanis@yandex.ru

D.A. TOKAREV

OPTIMIZATION FLOW OF IMPACT JETS IN HEAT EXCHANGER DEVICES

Abstract. *Optimization of the heat exchanger with intensification of heat transfer by destroying the wall layer by impact jets is considered. A screen is used to form the flow of liquid. Computer simulation of the flow of liquid present.*

Keywords: *Closed cooling systems, impact jets, heat transfer intensification, spiral flow channel, fluid flow simulation.*

BIBLIOGRAPHY

1. Teploperedacha: ucheb. dlya stud. vuzov, obuch. po napr. podgotovki «Mor. i rechnoy transp.» / K. YU. Fedorovskiy – Sevastopol: Izd-vo Sevastop. nats. tekhn. un-ta, 2012. – 304 s.
2. Middelberg G., Herwig H. Convective Heat Transfer under Unsteady Impinging Jets: The Effect of the Shape of the Unsteadiness // Heat Mass Transfer. – 2009. – V. 45. – P. 1519–1532.
3. Yudayev B.N. Teploobmen pri vzaimodeystvii strui s pregradami / B.N. Yudayev, M.S. Mikhaylov, V.K. Savin. – M.: Mashinostroyeniye, 1977. – 248 s.
4. Fedorovskiy K.YU. Ustroystva i sistemy okhlazhdeniya energeticheskikh ustanovok morskikh tekhnicheskikh sredstv: Dis... d-ra tekhn. nauk: 05.08.05. / Fedorovskiy Konstantin Yuryevich. – Sevastopol, 1991. – 347 s.
5. Rouch P. Vychislitelnaya gidrodinamika / P. Rouch – M.: Mir, 1980. – 618 s.
6. Teploperedacha: ucheb. dlya stud. vuzov, obuch. po napr. podgotovki «Mor. i rechnoy transp.» / K. YU. Fedorovskiy – Sevastopol: Izd-vo Sevastop. nats. tekhn. un-ta, 2012. – 304 s.
7. Buznik V.M. Intensifikatsiya teploobmena v sudovykh ustanovkakh / V.M. Buznik. – L.: Sudostroyeniye, 1969. – 364 s.
8. Fedorovskiy K.YU. Effektivnost gazozhidkostnoy intensifikatsii teplootvoda sistemy okhlazhdeniya sudovoy energeticheskoy ustanovki / K.YU. Fedorovskiy, V.V. Yenivatov // Sb. nauch. tr. Sevast. natsion. un-t yadernoy energetiki i promyshlennosti. – Sevastopol. – 2010. – Vyp. 4. – № 36. – S. 233 – 240.
9. Molana M., Banooni S. Investigation of heat transfer processes involved liquid impingement jets // Braz. J. Chem. Eng. V.30 no.3 São Paulo July/Sept. – 2013.
10. Silk E. A., Kim J., Kiger K. Spray Cooling of Enhanced Surfaces: Impact of Structured Surface Geometry and Spray Axis Inclination // Int. J. of Heat and Mass Transfer. – Vol. 49. – pp. 4910 – 4920.
11. Fitzgerald, J. A., Garimella, S. V., A study of the flow field of a confined and submerged impinging jet // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1998. – V. 41 – pp. 1025 – 1034.

Tokarev Denis Aleksandrovich

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education «Sevastopol State University», Sevastopol
Ph.D., Associate professor of the department «Power installations of sea vessels and structures»
299053, Sevastopol, Universitetskaya, 33
Ph.: +7 (8692) 54-30-86
E-mail: tdanis@yandex.ru

Н.К. ФЕДОРОВСКАЯ

ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Аннотация. *Исследован механизм воздействия на биоресурсы морей и континентальных водоемов водопотребляющих систем охлаждения энергоустановок морских платформ и тепловых электростанций. Показано, что при этом наиболее сильно страдает планктон, являющийся основой пищевой цепочки в водоеме. Предложено использовать замкнутые системы охлаждения, исключаящие потребление воды. При этом применяются погруженные в водоем пластинчатые устройства теплоотвода. Определена их тепловая эффективность. Показано, что для снижения массогабаритных показателей этих устройств могут быть использованы газожидкостные струи, которые увеличивают коэффициенты теплоотдачи в 8...20 раз. В результате создаются условия для широкого внедрения замкнутых систем охлаждения в практику.*

Ключевые слова: биоресурсы морей, планктон, энергоустановки, система охлаждения, теплообменные аппараты.

Введение.

Тепловые энергетические установки широко используются в промышленности, а их совершенствование должно выполняться с учетом экологических аспектов. Имеется большая группа объектов (тепловые электростанции, морские буровые платформы и т.д.) энергоустановки, которые потребляют с целью охлаждения оборудования, воду из морей и континентальных водоемов.

Для примера Сургутская ГРЭС–2, самая мощная в России тепловая электростанция, за год вырабатывает до 40 млрд. кВт·ч электроэнергии. Соответственно потребление воды достигает миллиардов кубометров. На седьмом и восьмом энергоблоках были применены газотурбинные установки в сочетании с паровыми (парогазовые установки), что позволило снизить для них потребление воды [1].

По данным [2] теплоэнергетика США потребляет воды большее, чем другие отрасли промышленности. На паротурбинных электростанциях удельное потребление воды в зависимости от начальных параметров составляет летом 0,125...0,42 м³/(кВт·ч), а в зимний период 0,09...0,3 м³/(кВт·ч) [3].

Забираемая из водоема вода, как правило, проходит через фильтры, которые конструктивно обычно представляют собой вращающиеся сита и сетки (диаметр отверстий 2...4мм.), снабженные автоматическими промывочными устройствами. Далее вода прокачивается по трубопроводам через арматуру и охлаждаемое оборудование (конденсаторы, охладители воздуха, масла, газа и т.д.) и затем сбрасывается обратно в водоем. Подогрев воды, например, в конденсаторе энергоустановки, может составлять 8...10°С.

Основная часть.

На морских платформах, аналогично судам, широкое распространение получили, так называемые, разомкнутые системы охлаждения энергоустановок. При этом технология использования, забираемой из водоема охлаждающей воды, в принципе аналогична, описанной выше. Потребление воды может быть значительным. Так, например, морская буровая платформа проекта 10170 с суммарной мощностью энергоустановки 5000 кВт, потребляет 400...800 м³/час охлаждающей морской воды. У морской платформы ЛСП–1 номинальное потребление морской воды составляет 1600 м³/час, а максимальное может достигать 2000...2400 м³/час [4].

Важнейшим экологическим аспектом эксплуатации указанных объектов является отрицательное воздействие системы охлаждения на попавшие в неё разнообразные водные организмы. Известно, что основой пищевой цепочки морей и внутренних водоемов, является фито– и зоопланктон. Его численность и состояние в решающей степени определяют потенциальную рыбную продуктивность.

В начале девяностых годов в Черное и Азовское моря с балластными водами судов попал гребневик мнемипсис (*Mnemiopsis leidyi*) (рисунок 1), основным местом обитания которого является акватория Северной Америки. Данный организм имеет огромный репродуктивный потенциал, а его общая масса может удваиваться за несколько суток. Важно отметить, что мнемипсис питается планктоном, икринками и личинками рыб. В результате присутствия данного организма, произошло резкое сокращение количества планктона и численности рыб. В [5] показано, что в силу указанной причины годовой вылов ставриды сократился, со 110...115 тыс. тонн до 3 тыс. тонн. В Азовском море добыча тюльки сократилась с 50...70 тыс. тонн до примерно 100 тонн.

Ситуация изменилась благодаря появлению в данных морях гребневика берое (*Beroe ovata*) для которого мнемипсис является прекрасным кормом. Как следствие, численность мнемипсиса существенно снизилась, что незамедлительно сказалось на росте рыбной продуктивности Черного и Азовского морей.

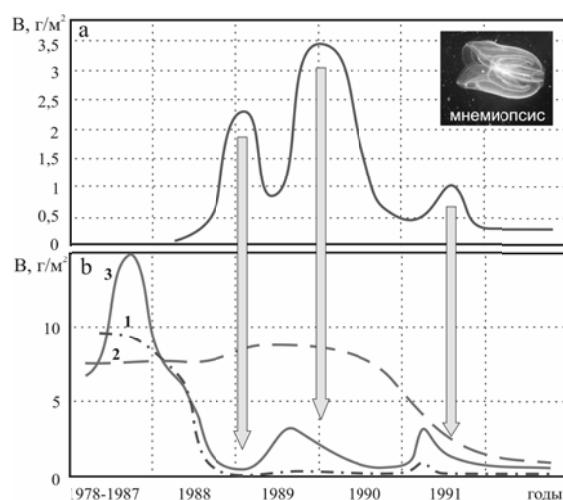


Рисунок 1 – Изменение биомассы *B* мнемипсиса (а) и планктона (b) по годам [5]:
1 – саггиты; 2 – веслоногий рачок; 3 – мелкие рачки и личинки донных животных

Планктон имеет размеры от нескольких микрон и более [6]. Размеры икринок рыб составляют 0,71 мм и более. Длина вылупленных личинок оказывается так же небольшой [7]. Личинка удваивает свои размеры примерно за неделю. При этом ее толщина по-прежнему остается соизмеримой с размером отверстий водоприемных фильтров. Ориентировочно через месяц личинки приобретают небольшую способность противодействовать потоку со скоростью 0,1...0,2 м/с, что примерно соответствует скорости воды в отверстиях решеток фильтров.

Забор воды системой охлаждения из водоема обычно осуществляется со сравнительно небольших глубин (до 10...20 м). Икринки и личинки рыб обычно находятся на глубинах от 0...50 м. Планктон, в зависимости от сезона, перемещается по глубине. Зимой и весной его наибольшее количество наблюдается в верхних слоях водоема. Летом он несколько погружается на глубину, а зимой это погружение достигает максимума.

В соответствии требованиями статьи 105 Водного кодекса Российской Федерации при заборе воды из водоемов должны быть предусмотрены рыбозащитные устройства (РЗУ). Их конструкция может быть различна. Например, в воде в районе водозабора могут создаваться слабые электрические токи, отпугивающие рыбу. Часто используются сетчатые (жалюзные) фильтры [8], расположенные непосредственно на трубопроводах приема воды. Обычно размеры проходных отверстий таких фильтров колеблются в пределах 1...4,5 мм. Меньше размеры отверстий, как правило, не делают, поскольку они интенсивно забиваются планктоном и медузой [9]. Скорость воды в проходном отверстии фильтров составляет 0,1...0,2 м/с [10]. Большинство представителей планктона и личинок рыб на ранних стадиях своего развития не могут сопротивляться такому течению.

Результаты исследований, представленные в [9], показывают, что сетчатые РЗУ оказываются эффективными лишь для взрослых особей рыб размером более 10...15 мм, которые могут сопротивляться указанным скоростям движения воды. По данным [11] погибает до 60% рыб. В отношении планктона, рыбных икринок и молоди такие РЗУ оказываются практически бесполезными.

Икринки рыб и молодь, а также планктон, захватываются и прокачиваются насосом по трубопроводам через арматуру и теплообменное оборудование, в котором они нагреваются [12]. В результате эти организмы подвергаются очень мощному механическому воздействию, в первую очередь в широко используемых центробежных насосах [13]. В [14, 15] установлено, что вследствие такого воздействия погибает 70...90% зоопланктона, а в некоторых случаях этот показатель достигает 100%. Исследования, проведенные на тепловой электростанции «Sizewell», расположенной на морском побережье Англии, показывают, что ежегодно ею уничтожается около $2 \cdot 10^{10}$ икринок рыб и $4,9 \cdot 10^7$ мальков рыб [11].

В дополнении к этому рассматриваемые организмы подвергаются тепловому воздействию, для значительной части которых температура воды 38...40 °С является губительной. К сожалению, во многих случаях эти температуры достигаются при эксплуатации систем охлаждения в летний период. По данным [12] на выходе из системы охлаждения температура воды может достигать 100 °С.

По оценкам [2, 14] работа таких систем приводит к уничтожению миллиардов рыб и биодеградации водных экосистем. Достаточно ярким примером экологических последствий работы систем охлаждения является тот факт, что в районе Калининской тепловой электростанции примерно в три раза снизились общие запасы рыбы [14, 15].

Решение проблемы может быть найдено во внедрении систем охлаждения, работающих по замкнутому контуру, на что указывается в [2, 16]. В результате либо полностью, либо частично исключается необходимость приема воды из водоема. Такие системы исключают попадание в нее планктона, икринок и рыбной молоди, а также описанное выше губительное для этих организмов механическое и тепловое воздействия при их прохождении через систему. В частности, в [17] показана четкая тенденция существенного сокращения в США количества прямоточных (разомкнутых) систем.

В данном направлении имеется относительно небольшой опыт создания таких систем в судостроении [18, 19, 20]. Однако следует отметить, что первоначальные предпосылки создания замкнутых систем охлаждения (ЗСО) были связаны с необходимостью обеспечения работы судов в сильно загрязненной акватории, плавания в ледовой шуге и т.д.

Для морских малоподвижных и стационарных объектов, например, для разнообразных морских платформ, могут быть применены погружные теплообменные аппараты (ПТОА) [18], которые размещаются в водоеме на некоторой глубине удаленно от энергетического объекта (рисунок 2). Известно, что для морских условий на глубине около 50 метров температура воды независимо от сезона равна примерно 8°С. Размещение ПТОА на таких глубинах стабильно обеспечивает максимально возможные температурные напоры в аппарате, а, следовательно – его минимальные массогабаритные показатели.

При неподвижной воде водоема достигаемые значения коэффициента теплоотдачи решающим образом зависят от разности температур между наружной поверхностью стенки аппарата t_c и воды t_v в водоеме. Именно данный случай теплоотдачи при свободной конвекции считают основным расчетным режимом таких аппаратов и в целом ЗСО.

Теплотехнические исследования проводились на базе лаборатории эффективных энергетических технологий и установок севастопольского государственного университета. Была специально создана экспериментальная установка [18], моделирующая ЗСО энергоустановки и перечисленные выше устройства теплоотвода.

В результате определены зависимости, отписывающие теплоотдачу в водоем устройств пластинчатого типа, и разработаны соответствующие методики их теплотехнического расчета. В частности получена зависимость коэффициента теплоотдачи α_k от температурного напора ($t_c - t_v$) между наружной теплоотдающей поверхностью и воды водоема при различных скоростях v воды в лабиринтном канале аппарата. Определено, что

снижение температурного напора, например, за счет прогрева воды в водоеме в летний период, приводит существенному снижению эффективности теплоотдачи.

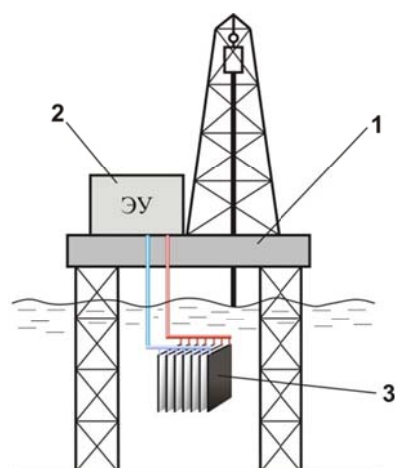


Рисунок 2 – Погружной теплообменный аппарат пластинчатого типа, вынесенный за пределы морской платформы: 1 – морская платформа; 2 – энергоустановка; 3 – ПТОА

Для расположенных на берегу водных акваторий теплоэнергетических объектов ЗСО (рисунок 3) может быть выполнена с ПТОА размещенным на удалении от берега на определенной глубине водоема. Посредством трубопроводов подвода и отвода охлаждаемой пресной воды 2 ПТОА связан с береговой энергоустановкой 3.

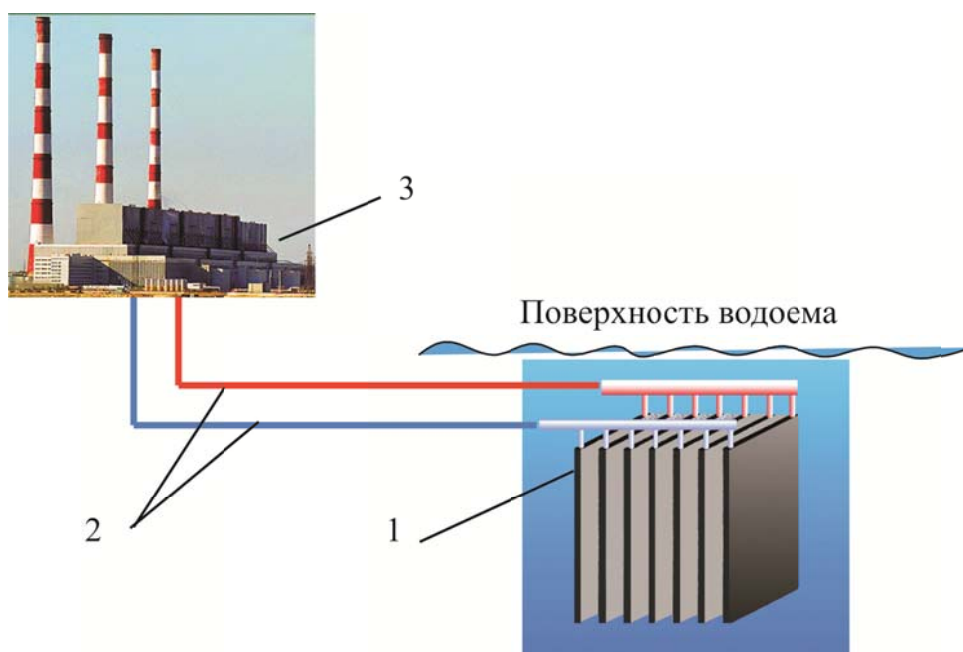


Рисунок 3 – Замкнутая система охлаждения энергоустановки берегового объекта: 1 – ПТОА; 2 – трубопроводы подвода и отвода охлаждаемой воды; 3 – энергоустановка

В принципе теплопередающие элементы ПТОА могут иметь различную форму, например, плоскую, трубчатую и др. Аппараты в виде набора плоских пластин просты в изготовлении, сравнительно легко очищаются от загрязнения и заменяются в случае необходимости. Пластины выполняются полыми и имеют внутренние перегородки, формирующие лабиринтный канал для прохода охлаждаемой пресной воды. Теплоотдача в данном канале осуществляется при вынужденной конвекции. Как отмечалось ранее, коэффициент теплопередачи, а, следовательно, и массогабаритные показатели ПТОА,

решающим образом зависят от эффективности теплоотдачи наружной поверхности аппарата к воде водоема.

Необходимые экспериментальные исследования проводились на специальные установки моделирующей работу системы охлаждения. Исследования теплоотдачи ПТОА в условиях свободной конвекции показали, что коэффициент теплоотдачи α_k такого аппарата зависит не только от температурного напора ($t_c - t_e$) между наружной поверхностью и водой, но и от зазора δ между пластинами (рисунок 4). Увеличение ($t_c - t_e$) и δ приводит к увеличению α_k .

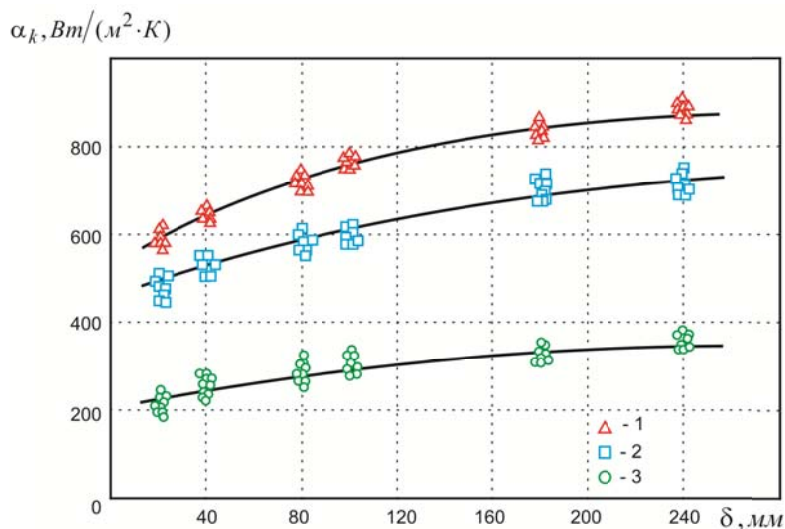


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента теплоотдачи α_k от зазора δ при различных температурных напорах: 1 – при температурном напоре ($t_c - t_e$) = 40 °С; 2 – 25 °С; 3 – 5 °С

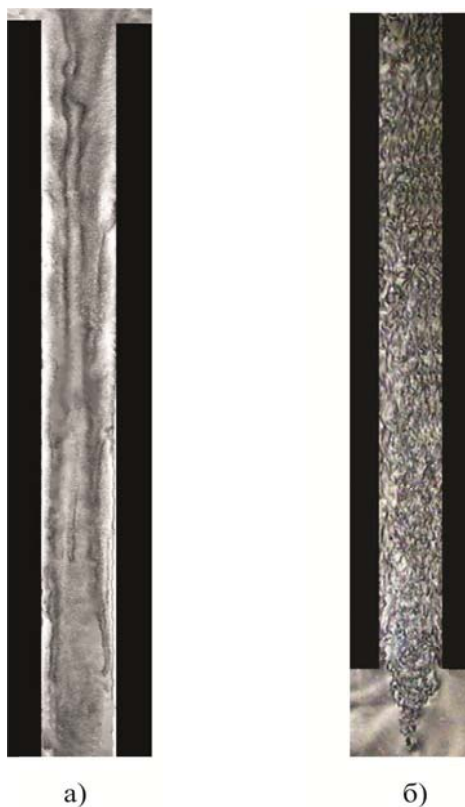


Рисунок 5 – Визуализация течения воды в пластинчатых ПТОА при свободной конвекции (а) и в случае газожидкостной струи (б)

Теплоотдача в неподвижную воду водоема осуществляется при свободной конвекции. Достижимые при этом значения α_k оказываются сравнительно небольшими, что приводит к значительным размерам ПТОА. Возможность внедрения рассматриваемых экологически безопасных систем охлаждения энергетических установок напрямую связана с поиском и разработкой эффективного метода снижения массогабаритных показателей ЗСО. При этом решающим является повышения эффективности теплоотдачи к воде водоема. Необходим достаточно простой, надежный и эффективный метод интенсификации теплоотдачи.

Были предприняты специальные визуальные исследования связанные, с изучением возможности интенсификации теплоотвода. На рисунке 5, а показано течение воды в ПТОА пластинчатого типа при неподвижной воде в водоеме (теплоотдача при свободной конвекции). Как видно, интенсивность течения жидкости мала. Для интенсификации теплоотвода предложено в зазор между пластинами подавать воздух, как видно из рисунка 5, б течение жидкости становится более интенсивным, наблюдается турбулизация потока. Всплывающие пузырьки воздуха за счет поперечных пульсаций разрушают пристенный пограничный слой, что способствует увеличению коэффициента теплоотдачи.

Проведенные теплотехнические исследования показали, что при температурных напорах порядка 10^0C и более теплоотдача увеличивается в 6...9 раз. При уменьшении температурного напора, что связано, например, с прогревом воды в водоеме в летний период, эффективность метода существенно увеличивается. Так при температурных напорах всего $2...4^0\text{C}$ теплоотдача увеличивается в 20...30 раз. При этом подаваемое количество воздуха на один метр длины устройства теплоотвода в горизонтальном направлении составляло всего $(0,14...1,15) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Заключение.

Таким образом, применение газожидкостных струй позволяет простыми средствами существенно, в несколько раз, снизить массогабаритные характеристики устройств теплоотвода и в целом замкнутых систем охлаждения, обеспечив возможности более широкого внедрения таких экологически безопасных систем в практику на различных теплоэнергетических объектах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Махоров, В. Сургутская ГРЭС-2 – самая мощная тепловая электростанция в России. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://energysmi.ru/news/1601-surgutskaya-gres-2-samaya-moschnaya-teplovaya-elektrostanciya-v-rossii.html>. (дата обращения 11.01.2017).
2. Steve Fleischli & Becky Hayat. Power Plant Cooling and Associated Impacts: The Need to Modernize U.S. Power Plants and Protect Our Water Resources and Aquatic Ecosystems. [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://pdfs.semanticscholar.org/0d37/6134c33f7cdcdce4a8acd3e127161201a0d9.pdf> (дата обращения 15.01.2017).
3. Техническое водоснабжение ТЭС. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://plysh.narod.ru/11.htm>. (дата обращения 23.08.2016).
4. Гарбаренко О.К., Каплин И.В. оснащение водозаборов морских нефтегазодобывающих платформ рыбозащитными устройствами. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://helion-ltd.ru/s-m-part-2/3713-2009-10-14-18-33-05/> (дата обращения 31.01.2016).
5. Краткая историческая экология. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://helpiks.org/6-1866.html> (дата обращения 12.08.2016).
6. Киселев, И.А. Планктон морей и континентальных водоемов / И.А. Киселев. – Л.: Наука, 1980. – 1100 с.
7. Michael Durham. Salmoni. [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://animalinelmondo.wordpress.com/tag/salmoni/> (дата обращения 03.04.2016).
8. Гарбаренко, О.К. Технические Решения Рыбоохранных Мероприятий / О.К. Гарбаренко, И.В. Каплин // Нефть и газ арктического шельфа – 2008: Материалы международной конференции/ Мурманск, 12–14 ноября. Мурманск: ММБИ КНЦ РАН. – 2008. – С. 82–87.
9. Ващинников, А.Е. Новые направления в разработке сетчатых рыбозащитных устройств / А.Е. Ващинников, А.А. Васильев, К.В. Илюшин, В.Д. Шульгин // Материалы докладов 4-й Всероссийской конференции с международным участием, Борок, Россия. – Москва, Акварос. – 2010. – С. 9–11.
10. Михайлов, Н.Н. Поведение рыб в зоне работы жалюзийных рыбозащитных устройств / Н.Н. Михайлов, С.Н. Салиенко // Материалы докладов 4-й Всероссийской конференции с международным участием. 19–21 октября 2010, Борок, Россия/ –Москва, Акварос. – 2010. – С. 258–263.

11. Speight, Martin R. Marine Ecology: Concepts and Applications / Martin R. Speight, Peter A. Henderson. – Wiley–Blackwell, 2013. – 272 p.
12. Issues and environmental impacts associated with once-through cooling at California's coastal power plants California/ Energy commission, Staff Report, June 2005 CEC–700–2005–013. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.energy.ca.gov/2005publications/CEC–700–2005–013/CEC–700–2005–013.PDF> (дата обращения 15.01.2017).
13. How power plants kill fish & damage our waterways. [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://vault.sierraclub.org/.../2011–08–fish–blenders.pdf> (дата обращения 17.01.2017).
14. Предварительные материалы по оценке воздействия на окружающую среду эксплуатации энергоблока 2 и 3 Калининской АЭС на мощности реакторной установки 104% от номинальной. – ООО «Гидротехпроект» Тверь, 2013. – 333 с.
15. Звягинцев, А.Ю. Морские технокосистемы энергетических станций / А.Ю. Звягинцев, А.В. Мощенко. – Владивосток: Дальнаука, 2010. – 343 с.
16. Kari Lydersen. Power plant cooling rules aim to reduce fish kills. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://midwestenergynews.com/2011/05/03/power-plant-cooling-rules-aim-to-reduce-fish-kills/> (дата обращения 16.01.2017).
17. Vlad Dorjets. Many newer power plants have cooling systems that reuse water. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.eia.gov/todayinenergy/detail.php?id=14971> (дата обращения 16.01.2017).
18. Федоровский, К.Ю. Замкнутые системы охлаждения судовых энергетических установок / К.Ю. Федоровский, Н.К. Федоровская. – Москва: ИНФРА–М, 2017. – 163 с.
19. Федоровский, К.Ю. Природоохранная технология обеспечения охлаждения судовой энергетической установки. / К.Ю. Федоровский, Н.К. Федоровская //Сборник научных трудов профессорско–преподавательского состава Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова: сб. науч. ст. – СПб.: Изд–во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова. – 2016. – С.356–362
20. Федоровский, К.Ю. Исследование теплопередачи в экологически безопасных системах охлаждения энергоустановок морских объектов / К.Ю. Федоровский, Н.К. Федоровская, В.А. Тимофеев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2016. – № 3–4. – С.82–88.

Федоровская Надежда Константиновна

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»

научный сотрудник лаборатории эффективных энергетических технологий и установок

г. Севастополь, 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33

Тел.: +79787096536

E –mail: n.fedorovskaya14@mail.ru

N.K. FEDOROVSKAYA

ECOLOGICALLY SAFE SYSTEM FOR COOLING POWER PLANTS

Abstract. *The mechanism of the impact on biological resources of the seas and inland bodies of water of water-cooling systems of power plants a wide range of objects: ships, offshore platforms and thermal power plants. It is shown that in this case the most severely affected plankton, which is the basis of the food chain in the pond. It is proposed to use a closed cooling system, eliminating the consumption of water. Examples of such systems. It uses submerged in a pond different heat removal device. Their efficiency is relatively low because the heat transfer is carried out in a stationary water in a free convection. To improve the effectiveness of the proposed to use liquid–gas jet. The investigations and obtained.*

Keywords: *the biological resources of the seas, plankton, plants, cooling systems, heat exchangers.*

BIBLIOGRAPHY

1. Makhorov, V. Surgutskaya GRES–2 – samaya moshchnaya teplovaya elektrostantsiya v Rossii. [Elektronnyy resurs] Rezhim dostupa: [http://energysmi.ru/news/1601–surgutskaya–gres–2–samaya –moschnaya–teplovaya–elektrostantsiya–v–rossii.html](http://energysmi.ru/news/1601–surgutskaya–gres–2–samaya–moschnaya–teplovaya–elektrostantsiya–v–rossii.html). (data obrashcheniya 11.01.2017).
2. Steve Fleischli & Becky Hayat. Power Plant Cooling and Associated Impacts: The Need to Modernize U.S. Power Plants and Protect Our Water Resources and Aquatic Ecosystems. [Elektronnyy resurs] Rezhim dostupa: <https://pdfs.semanticscholar.org/0d37/6134c33f7cdcdce4a8acd3e127161201a0d9.pdf> (data obrashchenniya 15.01.2017).
3. Tekhnicheskoye vodosnabzheniye TES. [Elektronnyy resurs] Rezhim dostupa: <http://plysh.narod.ru/11.htm>. (data obrashcheniya 23.08.2016).

4. Garbarenko O.K., Kaplin I.V. *osnashcheniye vodozaborov morskikh nefgazodobyvayushchikh platform rybozashchitnymi ustroystvami*. [Elektronnyy resurs] Rezhim dostupa: <http://helion-ltd.ru/s-m-part-2/3713-2009-10-14-18-33-05/> (data obrashcheniya 31.01. 2016).
5. Kratkaya istoricheskaya ekologiya. [Elektronnyy resurs] Rezhim dostupa: <http://helpiks.org/6-1866.html> (data obrashcheniya 12.08.2016).
6. Kiselev, I.A. Plankton morey i kontinentalnykh vodoyemov / I.A. Kiselev. – L.: Nauka, 1980. – 1100 s.
7. Michael Durham. Salmoni. [Elektronnyy resurs] Rezhim dostupa: <https://animalinelmondo.wordpress.com/tag/salmon/> (data obrashcheniya 03.04.2016).
8. Garbarenko, O.K. Tekhnicheskoye Resheniya Rybookhrannykh Meropriyatiy / O.K. Garbarenko, I.V. Kaplin // Neft i gaz arkticheskogo shelfa – 2008: Materialy mezhdunarodnoy konferentsii/ Murmansk, 12–14 noyabrya. Murmansk: MMBI KNTS RAN. – 2008. – S. 82–87.
9. Vashchinnikov, A.Ye. Novyye napravleniya v razrabotke setchatykh rybozashchitnykh ustroystv / A.Ye. Vashchinnikov, A.A. Vasilyev, K.V. Ilyushin, V.D. Shulgin // Materialy dokladov 4-y Vserossiyskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem, Borok, Rossiya. – Moskva, Akvaros. – 2010. – S. 9–11.
10. Mikhaylov, N.N. Povedeniye ryb v zone raboty zhalyuziynykh rybozashchitnykh ustroystv / N.N. Mikhaylov, S.N. Saliyenko // Materialy dokladov 4-y Vserossiyskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem. 19–21 oktyabrya 2010, Borok, Rossiya/ – Moskva, Akvaros. – 2010. – S. 258– 263.
11. Speight, Martin R. Marine Ecology: Concepts and Applications / Martin R. Speight, Peter A. Henderson. – Wiley–Blackwell, 2013. – 272 p.
12. Issues and environmental impacts associated with once-through cooling at californias coastal power plants California/ Energy commission, Staff Report, June 2005 CEC–700–2005–013. [Elektronnyy resurs] Rezhim dostupa: <http://www.energy.ca.gov/2005publications/CEC-700-2005-013/CEC-700-2005-013.PDF> (data obrashcheniya 15.01.2017).
13. How power plants kill fish & damage our waterways. [Elektronnyy resurs] Rezhim dostupa: <https://vault.sierraclub.org/.../2011-08-fish-blenders.pdf> (data obrashcheniya 17.01.2017).
14. Predvaritelnyye materialy po otsenke vozeystviya na okruzhayushchuyu sredu ekspluatatsii energobloka 2 i 3 Kalinskoy AES na moshchnosti reaktornoy ustanovki 104% ot nominalnoy. – OOO «Gidrotekhproyekt» Tver, 2013. – 333 s.
15. Zvyagintsev, A.YU. Morskiye tekhnosistemy energeticheskikh stantsiy / A.YU. Zvyagintsev, A.V. Moshchenko. – Vladivostok: Dalnauka, 2010. – 343 s.
16. Kari Lydersen. Power plant cooling rules aim to reduce fish kills. [Elektronnyy resurs] Rezhim dostupa: <http://midwestenergynews.com/2011/05/03/power-plant-cooling-rules-aim-to-reduce-fish-kills/> (data obrashcheniya 16.01.2017).
17. Vlad Dorjets. Many newer power plants have cooling systems that reuse water. [Elektronnyy resurs] Rezhim dostupa: <http://www.eia.gov/todayinenergy/detail.php?id=14971> (data obrashcheniya 16.01.2017).
18. Fedorovskiy, K.YU. Zamknutyie sistemy okhlazhdeniya sudovykh energeticheskikh ustanovok / K.YU. Fedorovskiy, N.K. Fedorovskaya. – Moskva.: INFRA–M, 2017. – 163 s.
19. Fedorovskiy, K.YU. Prirodookhrannaya tekhnologiya obespecheniya okhlazhdeniya sudovoy energeticheskoy ustanovki. / K.YU. Fedorovskiy, N.K. Fedorovskaya //Sbornik nauchnykh trudov professorsko–prepodavatel'skogo sostava Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova: sb. nauch. st. – SPb.: Izd-vo GUMRF im. adm. S. O. Makarova. – 2016. – S.356–362
20. Fedorovskiy, K.YU. Issledovaniye teploperedachi v ekologicheskii bezopasnykh sistemakh okhlazhdeniya energoustanovok morskikh ob'yektov / K.YU. Fedorovskiy, N.K. Fedorovskaya, V.A. Timofeyev // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2016. – № 3–4. – S.82–88.

Fedorovskaya Nadezhda Konstantinovna

Sevastopol State University

Researcher, Laboratory of efficient energy technologies and installations

Russia, 299053, Sevastopol, Universitetskaya, 33

Tel. +79787096536

E-mail: n.fedorovskaya14@mail.ru

О.В. ФИЛИПОВИЧ

РАЗРАБОТКА СТРУКТУРЫ ИНФОРМАЦИОННО–УПРАВЛЯЮЩЕЙ СИСТЕМЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА ПРИ НАЛИЧИИ ПОСЛЕОПЕРАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ

Аннотация. Рассматривается математическое описание технологического процесса изготовления партии деталей на металлорежущем станке. Предполагается, что основным показателем качества является линейный размер детали, отклонение которого определяется размерной настройкой станка и совокупностью случайных факторов, основным из которых является износ инструмента. Приводятся причины возникновения случайных погрешностей при обработке, зависимость результата измерения от погрешности, а также законы распределения и некоторые параметры случайных величин. Для оценки отклонения величины размерной настройки в каждом цикле предлагается использовать рекуррентный алгоритм. Приводятся результаты моделирования, анализ которых доказывает эффективность применения алгоритма для исследования данной динамической системы. Разработана структурная схема информационно–управляющей системы станка, описано ее функционирование и взаимодействие подсистем. Предлагаются варианты использования алгоритма и перспективы дальнейших исследований.

Ключевые слова: информационно–управляющая система, металлорежущий станок, показатель качества, послеоперационный контроль, фильтр Калмана, оценка, управление.

Введение.

Внедрение информационно–управляющих систем (ИУС) на базе использования современных средств вычислительной техники и математических методов является перспективным направлением совершенствования методов управления технологическими процессами. Под ИУС понимается система, обеспечивающая автоматизированный сбор и обработку информации, необходимой для оптимизации управления оборудованием или процессом [1,2].

Существует множество методов и моделей управления технологическим оборудованием, позволяющих создавать ИУС, различные по своей структуре и принципам функционирования. Одним из возможных вариантов реализации систем управления являются системы активного контроля, которые обеспечивают заданный уровень качества изделий непосредственно в процессе их изготовления. Здесь получаемая измерительная информация о величине и направлении изменения размеров позволяет оптимизировать технологический процесс, повысить точность путем компенсации погрешностей, совместить процессы обработки и измерения, тем самым повышая производительность труда. Основные принципы функционирования ИУС станков с применением активного контроля рассмотрены в [3–5].

Другой вариант реализации ИУС возможен при наличии стопроцентного послеоперационного контроля. Такие системы, например, можно реализовать для технологического оборудования, выполняющего финишные операции формообразования поверхностей деталей, перед последующим их селективным комплектованием и сборкой. Управляющие сигналы–команды в них, необходимые для регулирования величины размерного параметра, обычно формируются по результатам измерений, выполняемых с заданной точностью. Одной из возможных задач является получение оценки величины отклонения заданного параметра с наибольшей возможной точностью при наличии определенных априорных данных, связанных с погрешностями обработки.

Основная часть.

Целью работы является разработка модели информационно–управляющей системы станка при наличии послеоперационного контроля с применением известных алгоритмов для получения рекуррентных оценок заданного показателя качества.

Рассмотрим процесс изготовления партии N деталей на металлорежущем станке. Математическое описание технологического процесса формообразования деталей с точки зрения получения требуемого показателя качества подробно изложено в [5]. В качестве

основного критерия точности обработки деталей принимается линейный размер в фиксированном сечении при пренебрежении погрешностями формы. Получение требуемого показателя связано со сложным процессом обработки в условиях динамически изменяющейся недетерминированной среды. В реальных условиях любой технологический процесс совершается под воздействием множества возмущений случайного характера, которые зависят от твердости и колебаний припуска заготовки, деформаций во время обработки, величины износа режущего инструмента и др. Учитывая это, величину показателя качества (отклонение линейного размера от некоторого номинального значения) можно записать так:

$$\overline{x_k} = \overline{x_k} + \xi_k, \quad (1)$$

где $\overline{x_k}$ – величина размерной настройки станка в k -м цикле, которая представляет сумму детерминированного тренда и случайной функциональной составляющей погрешности обработки;

ξ_k – случайное отклонение размера детали от уровня настройки.

Под циклом в дальнейшем понимается выполнение всех операций данного технологического процесса для одной детали на одной единице технологического оборудования.

Смещение уровня настройки в k -м цикле процесса можно выразить в виде:

$$\overline{x_k} = x_0 + \mu_k + l_k, \quad (2)$$

где x_0 – начальное смещение уровня настройки;

μ_k – смещение уровня настройки, вызванное деформациями технологического оборудования;

l_k – смещение уровня настройки, вызванное износом режущего инструмента.

Для упрощения дальнейших выкладок предположим, что настройка выполнена абсолютно точно на нулевой уровень, т.е. $x_0 = 0$.

Различают тепловые и силовые деформации технологической системы. Тепловые деформации зависят от конструкции отдельных узлов станка, количества охлаждающей жидкости и степени ее нагревания, протяженности температурных размерных цепей, характеристики и степени затупления режущего инструмента, подачи, скорости и глубины резания, материала и размеров заготовок, температуры окружающей среды, сил трения и т.д. Силовые деформации зависят от жесткости стыков, глубины резания, величины подачи, размера, твердости и качества заготовки, качества и размеров режущего инструмента, скорости резания, степени нагревания узлов станка, смазки и т.д. Рассматривая случай обработки объекта на металлорежущих станках, где возмущение в основном связано с интенсивным износом инструмента, смещением уровня настройки, вызванным деформациями технологического оборудования можно пренебречь, т.е. $\mu_k = 0$.

Величина износа инструмента в каждом цикле процесса зависит от таких факторов, как величина припуска или твердость материала, имеющих случайный характер. Поэтому в общем виде износ является случайной величиной, значение которой не зависит от значений в предыдущих циклах и от суммарного износа. Если дисперсия этой величины невелика, то тренд можно рассматривать равномерным и представить его в качестве линейной функции

$$l_k = \alpha k, \quad (k = \overline{1, N}),$$

где α – интенсивность износа инструмента, приходящаяся на один цикл.

В этом случае величина l_k есть систематическая составляющая погрешности и является детерминированной величиной.

В каждом цикле технологического процесса возникают случайные погрешности при обработке изделий, называемые «мгновенными» погрешностями обработки или чисто случайными погрешностями ξ_k . Их источником является неоднородность заготовок по

величине припуска и по твердости, неоднородность структуры режущего инструмента и случайные изменения режимов резания. Характерным признаком последовательности $\{\xi_k\}$, образованной собственно случайными погрешностями технологического процесса, является независимость значений друг от друга. Исследования показывают, что случайная величина ξ_k независимо от k распределена, как правило, по нормальному закону с нулевым математическим ожиданием, а ее дисперсия при достаточно стабильном и отлаженном технологическом процессе сохраняет постоянство в течение длительного промежутка времени [6...8].

Подставив (2) в (1), с учетом принятых допущений получим

$$x_k = l_k + \xi_k.$$

Для определения параметра x_k проводится его измерение после завершения каждого цикла. Результат измерения z_k при определенных допущениях может быть выражен формулой

$$z_k = x_k + \delta_k,$$

где δ_k – погрешность измерения.

При условии отсутствия или компенсации систематических погрешностей, определим закон распределения случайной составляющей погрешности измерения. В работе [9] показано, что максимум дифференциальной энтропии непрерывной случайной величины, ограниченной конечными пределами, обеспечивает композиционный закон, который в зависимости от значения дисперсии является усеченным нормальным, равномерным или двумодальным. Примем при определенных ограничениях на дисперсию, что погрешность измерения δ_k имеет усеченное нормальное распределение, функция плотности которого при нулевом математическом ожидании равна

$$f(\delta) = \frac{1}{C\sigma_\delta\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\delta^2}{2\sigma_\delta^2}}, \delta \in [-a, a],$$

где $[-a, a]$ – пределы изменения случайной величины;

$$\sigma_\delta, C - \text{параметры закона, } C = \int_{-a}^a f(\delta) d\delta.$$

Для решения задачи оценки заданного показателя применим рекуррентный алгоритм, описав исследуемый динамический процесс в пространстве состояний. Рекуррентные алгоритмы оценивания (фильтр Калмана) получили широкое распространение при решении ряда задач идентификации, оценивания, фильтрации и управления [10...14]. Предположим, что модель процесса описывается разностными уравнениями первого порядка. В нашем случае задана дискретная скалярная система

$$x_{k+1} = x_k + \alpha + \xi_k + u_k;$$

$$z_{k+1} = x_{k+1} + \delta_{k+1},$$

где x_{k+1} и x_k – величины показателя качества на $(k+1)$ -м и k -м циклах технологического процесса соответственно;

α – известная детерминированная величина, определяющая эволюцию системы;

u_k – управляющее воздействие на станок;

ξ_k и δ_k – стационарные случайные величины, законы распределения и моментные характеристики которых описаны ранее.

При определении величины l_k будем считать, что величина износа инструмента имеет линейную зависимость от k . Предположим также, что

– управляющее воздействие u_k является детерминированной величиной;

– все случайные величины являются независимыми;

– система устойчива, полностью управляема и наблюдаема.

Уравнение фильтра Калмана для такой системы имеет вид

$$\begin{aligned}\hat{x}_{k+1} &= \hat{x}_k + \alpha + u_k + K_{k+1} \left(z_{k+1} - \hat{x}_k - \alpha - u_k \right), \\ K_{k+1} &= \frac{V_{\varepsilon k} + \sigma_{\xi}^2}{V_{\varepsilon k} + \sigma_{\xi}^2 + \sigma_{\delta}^2}, \quad V_{\varepsilon k+1} = M[\varepsilon_{k+1}^2] = \frac{\sigma_{\delta}^2 (V_{\varepsilon k} + \sigma_{\xi}^2)}{V_{\varepsilon k} + \sigma_{\xi}^2 + \sigma_{\delta}^2},\end{aligned}\quad (3)$$

при начальных условиях $\hat{x}_0 = 0$, $\sigma_{\xi 0}^2 = 0$,

где \hat{x}_{k+1}, \hat{x}_k – оценки величин x_{k+1} и x_k ;

K_{k+1} – коэффициент усиления фильтра Калмана;

M – символ математического ожидания;

ε_{k+1} – ошибка оценивания, $\varepsilon_{k+1} = x_{k+1} - \hat{x}_{k+1}$.

Структурная схема фильтра Калмана показана на рисунке 1.

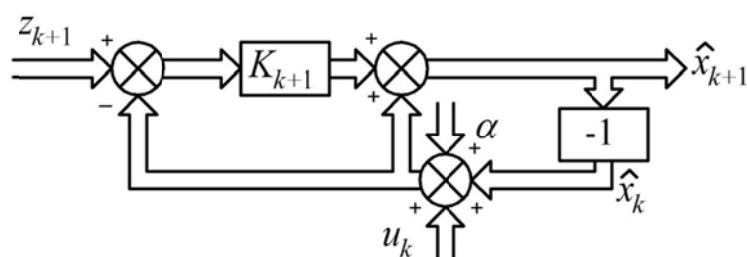


Рисунок 1 – Структурная схема фильтра

При определенных допущениях в качестве управляющего воздействия на каждом цикле обработки предлагается принимать значение оценки величины показателя качества, вычисленное на предыдущем цикле и взятое с обратным знаком. Для примера, алгоритм (3) реализован в системе Maple при следующих исходных данных: $N = 50$ деталей, $\alpha = 2 \cdot 10^{-6}$ м/цикл, $\sigma_{\delta} = 1,5 \cdot 10^{-6}$ м, $a = 2\sigma_{\delta} = 3 \cdot 10^{-6}$ м, $\sigma_{\xi} = 0,5 \cdot 10^{-6}$ м. Результаты определения величин x_k , z_k и \hat{x}_k на каждом цикле показаны на рисунке 2.

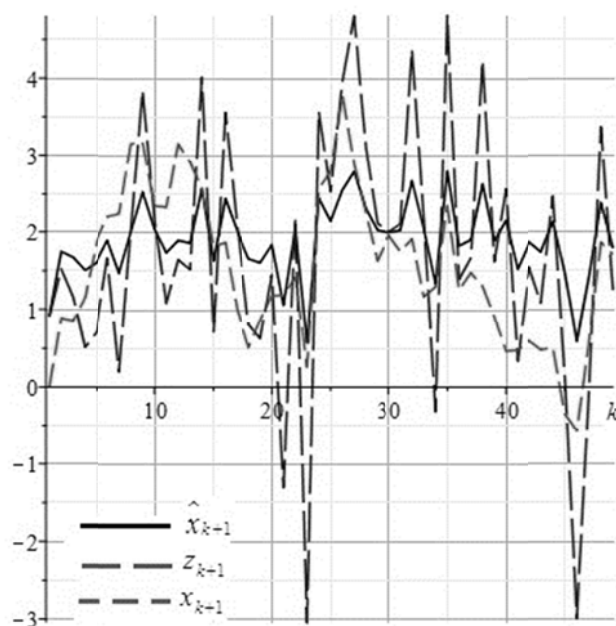


Рисунок 2 – Результаты определения величин x_k , z_k и \hat{x}_k

Представляет особый интерес сравнение величины ε_k и разности

$$\Delta_k = x_k - z_k$$

на каждом шаге. График, иллюстрирующий их изменение, показан на рисунке 3.

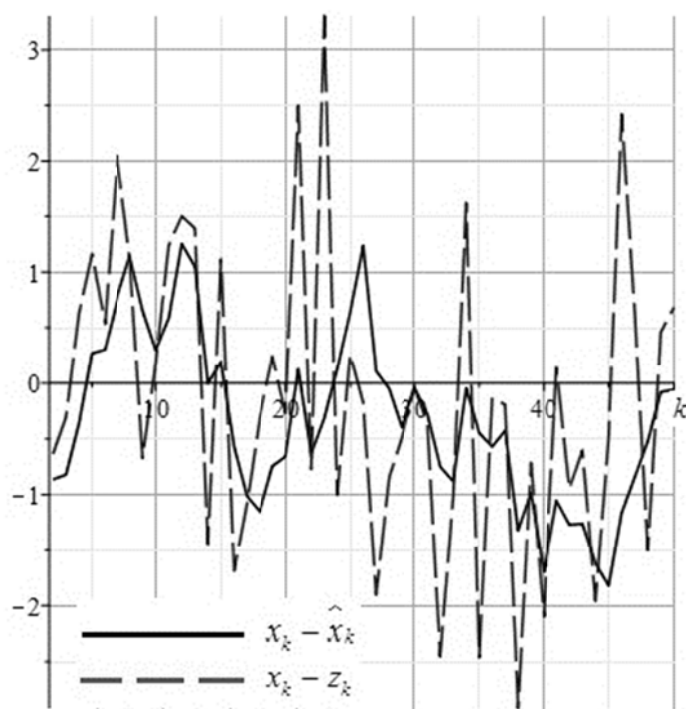


Рисунок 3 – Результаты определения величин ε_k и Δ_k

Как видно из результатов данного примера, представленных графически на рисунках 2 и 3, среднее относительное значение Δ_k примерно в 1,4 раза превышает среднее относительное значение величины ε_k , что подтверждает эффективность оценки. Структурная схема ИУС станка показана на рисунке 4.

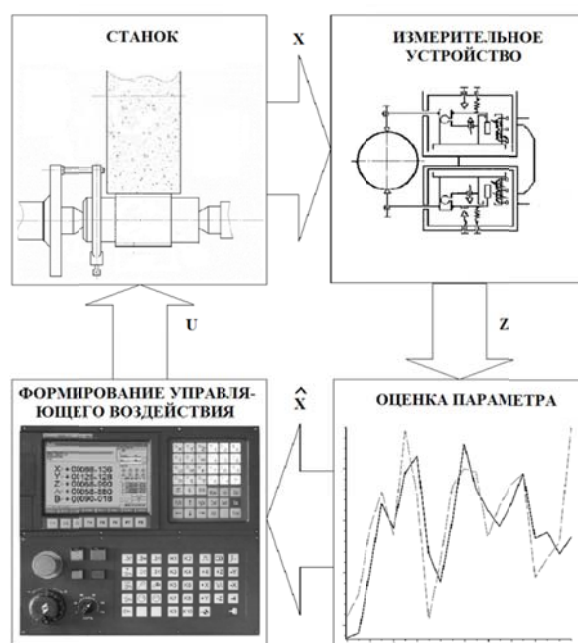


Рисунок 4 – Структура ИУС

Детали после обработки на станке с формированием параметра x поступают в измерительное устройство, на выход которого поступает информация о величине z . Эти два устройства объединяет система управления, имеющая две подсистемы. Информация об измерении поступает по каналу связи в подсистему оценки, которая производит рекуррентную оценку параметра \hat{x} . Вторая подсистема по результатам работы первой формирует управляющее воздействие u на приводы станка с целью коррекции уровня настройки. Указанные действия повторяются на каждом цикле. Стрелочками на рисунке 4 обозначены материальные и информационные потоки.

Заключение.

Полученные результаты могут быть использованы для повышения эффективности работы информационно–управляющих систем станков, обеспечивающих самостоятельную их настройку и коррекцию в процессе функционирования. Данный алгоритм предлагается также в дальнейшем использовать для оценки вероятностных показателей партий двух изделий разного типа, селективно собираемых между собой. Перспективой дальнейших исследований является разработка алгоритма оценки с учетом снятия допущения о детерминированности управляющих воздействий, а также более сложных зависимостей погрешностей при обработке, вызванных деформациями технологической системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Грибков, А.Н. Информационно–управляющие системы многомерными технологическими объектами: теория и практика: монография /А.Н. Грибков, Д.Ю. Муромцев. – Тамбов: Изд–во ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2016. – 164 с.
2. Пьявченко, Т.А. Автоматизированные информационно–управляющие системы /Т.А. Пьявченко, В.И. Финаев. – Таганрог: Изд–во ТРТУ, 2007. – 271 с.
3. Сергеев, А.С. Разработка информационно–управляющих систем для универсальных металлообрабатывающих станков [Электронный ресурс] /А.С. Сергеев, Ж.С. Тихонова, Д.Т. Арстангалиев [и др.] // NovaInfo.Ru: электрон. журнал. – 2017. – № 66, т. 1. – Режим доступа: <http://novainfo.ru/article/13176>.
4. Kumar, S. An information model for process control on machine tools /S. Kumar, S.T. Newman, A. Nassehi [oth.] //Advances in Intelligent and Soft Computing. Vol. 66 AISC. Springer. – 2010. – PP. 1565–1582.
5. Гейлер, З.Ш. Самонастраивающиеся системы активного контроля. – 2–е изд., перераб. и доп. /З.Ш. Гейлер. – М. – Машиностроение, 1978. – 224 с.
6. Точность производства в машиностроении и приборостроении. Под ред. А.Н. Гаврилова. – М.: Машиностроение, 1973. – 567 с.
7. Волосов, С.С. Основы точности активного контроля размеров /С.С. Волосов. – М.: Машиностроение, 1969. – 359 с.
8. Невельсон, М.С. Автоматическое управление точности металлообработки /М.С. Невельсон. – Л.: Машиностроение, 1973. – 176 с.
9. Копп, В.Я. Анализ дифференциальной энтропии при технических измерениях в машино– и приборостроении /В.Я. Копп, А.А. Скидан, А.И. Балакин [и др.] //Труды Одесского политехнического университета: Научный и производственно – практический сборник по техническим и естественным наукам. – Одесса. – 2007. – Вып.1(27). – С.214 – 219.
10. Kalman, R.E. A New Approach to Linear Filtering and Prediction /R.E Kalman //Transaction ASME Journal of Basic Engineering. – 1960. – № 86. – PP. 35–45.
11. Spall, J.C. Introduction to Stochastic Search and Optimization: Estimation, Simulation, and Control /J.C. Spall. – Hoboken, New Jersey: Wiley, 2003. – 618 p.
12. Auger, F. Industrial Applications of the Kalman Filter: A Review /F. Auger, M. Hilaret, J.M. Guerrero [oth.] //IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 60(12). – 2003. – 5458–5471 [6400245].
13. Воскобойников, Ю.Е. Рекуррентное оценивание вектора состояния динамических систем /Воскобойников Ю.Е. – Новосиб.: НГТУ, 2014. – 136 с.
14. Воскобойников, Ю.Е. Критерий расходимости и алгоритм адаптации рекуррентного алгоритма оценивания вектора состояния //Научный вестник НГТУ. – 2015. – № 3 (60). – С. 7–22.

Филипович Олег Викторович

Севастопольский государственный университет,
г. Севастополь

Кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Приборные системы и автоматизация технологических процессов

299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33

Тел. 55–00–77

E–mail: filipovich@sevsu.ru

O.V. FILIPOVICH

DEVELOPMENT OF THE STRUCTURE OF THE INFORMATION AND CONTROL SYSTEM OF THE METAL-CUTTING MACHINE TOOL WITH POST-OPERATIVE CONTROL

Abstract. Consideration is given to a mathematical representation for manufacturing of batch parts on a metal-cutting machine tool. Linear dimensions of machined parts are assumed to be the major quality indicator, deviation from these dimensions is determined by size setting of machine tool and ensemble of random factors, the main one is tool wear. Reasons for development of random error in processing, dependence of measurement results on error as well as distribution laws and some parameters of random values are provided. To evaluate deviation of size setting value in each cycle, it is proposed to apply a recursive algorithm. Simulation results which prove effectiveness of algorithm application to investigate the given dynamic system are provided. A block diagram of the information and control system of the machine tool is developed, its functioning and interaction of subsystems is described. Variants of algorithm application and opportunities of further research are proposed.

Keywords: information and control system, metal-cutting machine tool, quality indicator, post-operative control, Kalman filter, estimation, control.

BIBLIOGRAPHY

1. Gribkov, A.N. Informatsionno-upravlyayushchiye sistemy mnogomernymi tekhnologicheskimi ob'yektami: teoriya i praktika: monografiya /A.N. Gribkov, D.YU. Muromtsev. – Tambov: Izd-vo FGBOU VO «TGTU», 2016. – 164 s.
2. Pyavchenko, T.A. Avtomatizirovannyye informatsionno-upravlyayushchiye sistemy /T.A. Pyavchenko, V.I. Finayev. – Taganpog: Izd-vo TRTU, 2007. – 271 s.
3. Sergeyev, A.S. Razrabotka informatsionno-upravlyayushchikh sistem dlya universalnykh metalloobrabatyvayushchikh stankov [Elektronnyy resurs] /A.S. Sergeyev, ZH.S. Tikhonova, D.T. Arstangaliyev [i dr.] // NovaInfo.Ru: elektron. zhurnal. – 2017. – № 66, t. 1. – Rezhim dostupa: <http://novainfo.ru/article/13176>.
4. Kumar, S. An information model for process control on machine tools /S. Kumar, S.T. Newman, A. Nassehi [oth.] //Advances in Intelligent and Soft Computing. Vol. 66 AISC. Springer. – 2010. – PP. 1565–1582.
5. Geyler, Z.SH. Samonastroyayushchiyesya sistemy aktivnogo kontrolya. – 2-ye izd., pererab. i dop. /Z.SH. Geyler. – M. – Mashinostroyeniye, 1978. – 224 s.
6. Tochnost proizvodstva v mashinostroyenii i priborostroyenii. Pod red. A.N. Gavrilova. – M.: Mashinostroyeniye, 1973. – 567 s.
7. Volosov, S.S. Osnovy tochnosti aktivnogo kontrolya razmerov /S.S. Volosov. – M.: Mashinostroyeniye, 1969. – 359 s.
8. Nevelson, M.S. Avtomaticheskoye upravleniye tochnosti metalloobrabotki /M.S. Nevelson. – L.: Mashinostroyeniye, 1973. – 176 s.
9. Kopp, V.YA. Analiz differentsialnoy entropii pri tekhnicheskikh izmereniyakh v mashino- i priborostroyenii /V.YA. Kopp, A.A. Skidan, A.I. Balakin [i dr.] //Trudy Odesskogo politekhnicheskogo universiteta: Nauchnyy i proizvodstvenno – prakticheskiy sbornik po tekhnicheskim i yestestvennym naukam. – Odessa. – 2007. – Vyp.1(27). – S.214 – 219.
10. Kalman, R.E. A New Approach to Linear Filtering and Prediction /R.E Kalman //Transaction ASME Journal of Basic Engineering. – 1960. – № 86. – PP. 35–45.
11. Spall, J.C. Introduction to Stochastic Search and Optimization: Estimation, Simulation, and Control /J.C. Spall. – Hoboken, New Jersey: Wiley, 2003. – 618 p.
12. Auger, F. Industrial Applications of the Kalman Filter: A Review /F. Auger, M. Hilaret, J.M. Guerrero [oth.] //IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 60(12). – 2003. – 5458–5471 [6400245].
13. Voskoboynikov, YU.Ye. Rekurrentnoye otsenivaniye vektora sostoyaniya dinamicheskikh sistem / Voskoboynikov YU.Ye. – Novosib.: NGTU, 2014. – 136 s.
14. Voskoboynikov, YU.Ye. Kriteriy rashodimosti i algoritm adaptatsii rekurrentnogo algoritma otsenivaniya vektora sostoyaniya //Nauchnyy vestnik NGTU. – 2015. – № 3 (60). – S. 7–22.

Filipovich Oleg Viktorovich

Sevastopol State University, Sevastopol

Ph.D., Associate professor, Head of the Department «Instrument Systems and Automation of Technological Processes» 299053, Sevastopol, Universitetskaya st., 33

Ph. 55-00-77

E-mail: filipovich@sevsu.ru

А.А. ШАТУЛЬСКИЙ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ЭЛЕМЕНТОВ ЛИТНИКОВОЙ СИСТЕМЫ

Аннотация. Представлены экспериментальные результаты определения коэффициентов расхода элементов литниковой системы литья по выплавляемым моделям, позволившие уточнить методику расчета параметров литья отливок типа «Лопатка».

Ключевые слова: литниковая система, моделирование, коэффициент расхода, параметры литья.

Введение.

При расчете параметров изготовления отливок лопатка из никелевых жаропрочных сплавов для вычисления промежуточных значений скоростей течения расплава в отдельных элементах литниковой системы и на участках полости формы возникает необходимость в определении значений гидравлических сопротивлений ξ и коэффициентов расхода μ . В настоящее время для этой цели рекомендуется использовать усредненные табличные значения μ [1,2], которые не учитывают особенности геометрии элементов литейной формы, поэтому точность получаемого решения значительно падает и технолог получает весьма искаженную информацию о реальном процессе течения расплава в полости литейной формы.

Основная часть.

Эта задача была решена экспериментально на специально сконструированной и изготовленной установке, (рисунок 1) путем сравнения расходов жидкости, истекающей из ковша $V_{\text{ковша}}$ с расходом жидкости, проходящим через фиксированное сечение литейной формы $V_{\text{сеч.отл}}$ по методике применяемой в гидравлике и опробованной для решения задач литейного производства Б.В. Рабиновичем.

$$\mu = V_{\text{сеч.отл}} / V_{\text{ковша}}.$$

Значение величины гидравлического сопротивления рассчитывалось по формуле

$$\xi = -1 + 1 / \mu^2.$$

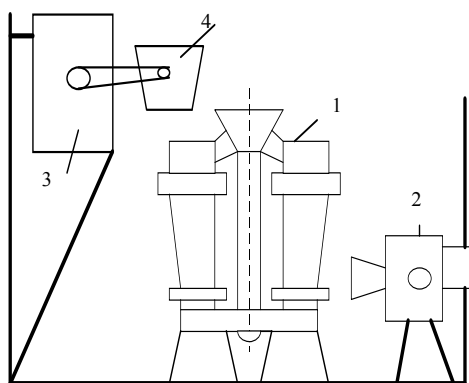


Рисунок 1 – Схема (а) и внешний вид (б) установки для моделирования процесса заполнения полости формы расплавом:

1 – форма; 2 – кинокамера; 3 – блок управления механизмом поворота ковша; 4 – литейный ковш

Расход жидкости задавался углом поворота ковша по методике [3], регулировался электронно–механическим поворотным устройством и проверялся экспериментально по объему вытекаемой жидкости за фиксированный промежуток времени. Проводилось не менее десяти экспериментов на каждую точку, после чего определялось среднее значение измеряемой величины.

При определении величины гидравлического сопротивления литникового хода, питателей, элементов литейной формы в результате эксперимента определялась сначала суммарное значение коэффициента расхода и гидравлического сопротивления. Затем из него вычитались значения ξ предыдущих элементов литниковой системы (например, при определении ξ литникового хода из полученного ξ_{Σ} вычитались уже известные значения ξ для литниковой чаши $\xi_{лч}$ и стояка $\xi_{ст}$, а потом рассчитывалось и значение коэффициента расхода для литникового хода).

$$\xi_{лх} = \xi_{\Sigma} - (\xi_{лч} + \xi_{см}),$$

$$\mu_{лх} = (1 / (1 + \xi_{лх}))^{0,5}.$$

Погрешность измерения величин не превышала 3–5 %. В качестве моделирующей жидкости использовалась вода при температуре 45 – 50 °С, выбор которой осуществлялся на основании теории подобия по равенству критериев Вебера, Рейнольдса и Фруда для моделирующей жидкости и реального расплава никелевого жаропрочного сплава [4].

Элементы блоков моделей изготавливались из картона, на поверхность которого наносился или слой машинного масла, или парафина. Форма и размеры элементов определялись исходя из анализа технологических процессов изготовления отливок типа лопатка на различных предприятиях отрасли, для того чтобы полученные зависимости можно было использовать практически для всех существующих в настоящее время конструкций ЛПС и элементов отливок. Для некоторых наиболее часто встречающихся форм и размеров элементов литниковых систем полученные экспериментальные данные представлены в таблицах 1–4.

Таблица 1 – Значения коэффициента расхода и гидравлических сопротивлений (μ/ξ) для стояка круглого сечения

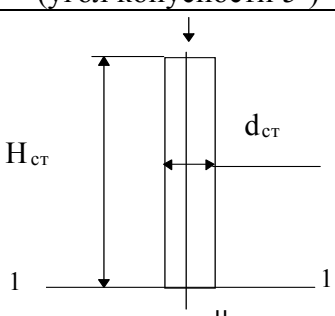
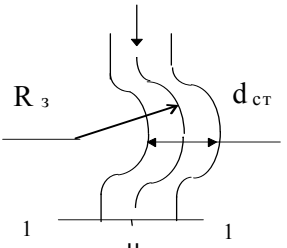
Форма стояка прямой (угол конусности 5°)	H _{ст} , мм	Диаметр стояка, мм			
		15	20	25	30
	350	0,79/0,61	0,83/0,45	0,85/0,39	0,91/0,21
	300	0,81/0,52	0,85/0,39	0,87/0,32	0,93/0,16
	250	0,85/0,39	0,89/0,26	0,90/0,24	0,94/0,13
	200	0,89/0,26	0,91/0,21	0,93/0,16	0,95/0,11
	150	0,91/0,21	0,93/0,16	0,95/0,11	0,97/0,06
	100	0,93/0,16	0,94/0,13	0,96/0,09	0,98/0,04
	50	0,94/0,13	0,95/0,11	0,97/0,06	0,99/0,02
$\xi = 0,02 H_{cm}^{1,20} \cdot d_{cm}^{-1,1} \quad (R^2 = 0,957)$					

Таблица 2 – Значения коэффициента расхода и гидравлических сопротивлений (μ/ξ) для зигзагообразного элемента стояка

Форма стояка Зигзагообразный	R _{эл} , мм	Диаметр стояка,			
		10	15	20	25
	20	0,72/0,92	0,78/0,64	0,82/0,49	0,84/0,42
	25	0,74/0,82	0,80/0,56	0,84/0,42	0,85/0,38
	30	0,77/0,68	0,82/0,49	0,86/0,35	0,87/0,32
	35	0,79/0,61	0,83/0,45	0,87/0,32	0,89/0,26
$\xi = 0,001 R_z^{-0,73} \cdot d_{cm}^{-0,89} \quad (R^2 = 0,992)$					

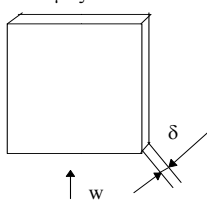
Обработка экспериментальных данных проводилась с использованием прикладного пакета STATISTICA, что позволило получить регрессионные модели, описывающие изменение величины гидравлических сопротивлений в зависимости от геометрических

параметров стояка, литникового хода, размеров канала литейной формы. Выбор вида математической модели из некоторого числа возможных вариантов осуществлялся по максимальному значению коэффициента детерминации R^2 с обязательным анализом графиков корреляций с целью своевременного выявления возможных ложных решений.

Таблица 3 – Значения коэффициента расхода и гидравлических сопротивлений (μ / ξ) прямоугольного литникового хода

Горизонтальный литнико- вый ход	Длина ЛХ, мм	Толщина канала, мм			
		20	30	40	50
	100	0,72/0,92	0,76/0,73	0,84/0,41	0,88/0,29
	150	0,64/1,44	0,72/0,92	0,79/0,60	0,84/0,42
	200	0,58/1,97	0,68/1,16	0,76/0,73	0,81/0,52
	250	0,52/2,69	0,60/1,77	0,73/0,87	0,76/0,73
$\xi = 0,06 L^{1,12} d_{np}^{-1,37} \quad (R^2 = 0,976)$					

Таблица 4 – Значения коэффициента расхода и гидравлических сопротивлений (μ / ξ) вертикальной щели

Форма щели	L, мм	Толщина, мм				
		1	3	5	8	12
	50	0,51/2,84	0,65/1,36	0,79/0,60	0,85/0,38	0,92/0,18
	100	0,46/3,72	0,62/1,60	0,74/0,82	0,82/0,49	0,87/0,32
	150	0,41/4,95	0,56/2,19	0,69/1,10	0,79/0,60	0,83/0,45
	200	0,36/6,71	0,53/2,56	0,67/1,22	0,76/0,73	0,80/0,56
	250	0,31/9,40	0,47/3,53	0,64/1,44	0,72/0,93	0,76/0,73
	300	0,27/12,72	0,42/4,67	0,60/1,77	0,69/1,10	0,73/0,88
$\xi = 0,41 L^{1,49} \delta^{-0,75} \quad (R^2 = 0,916)$						

Как правило, рассматривались линейные, параболические, логарифмические, экспоненциальные, степенные и полиномиальные модели. В большинстве случаев более высокую точность обеспечивали полиномиальные модели, однако, они не удобны в использовании, поэтому окончательный выбор был остановлен на степенных моделях, позволяющих достаточно адекватно описывать процесс и в тоже время обеспечивать простоту и удобство использования.

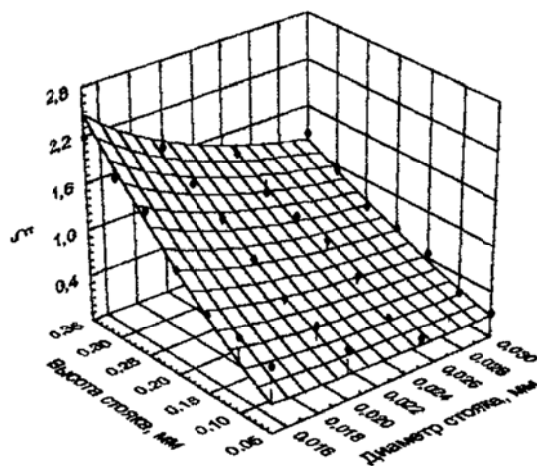


Рисунок 2 – Сравнение экспериментальных и расчетных значений гидравлических сопротивлений для прямого стояка

Графическая интерпретация зависимостей для стояков различных размеров представлена на рисунке 2, а вид модели – в примечании к соответствующей таблице. Полученные таким образом математические модели, описывающие изменение величины гидравлического сопротивления, позволяют значительно уточнить расчет значения скорости течения расплава полости литейной формы и отдельных элементов литниковой системы.

Для проверки степени соответствия расчетных и экспериментальных значений коэффициента расхода была разработана методика и проведено экспериментальное определение этой величины на реальной литейной форме. Эксперименты проводились на литниковых системах I и III типов, изготовленных по технологии литья по выплавляемым моделям с обсыпкой электрокорундом. Для определения значений коэффициентов расхода осуществлялась последовательная обрезка элементов формы, как это показано на рисунке 3.



Рисунок 3 – Литейные формы, применяемые для определения значений коэффициентов расхода

Сравнение расчетных и экспериментальных значений коэффициентов расхода представлено в таблице 5. Оценка полученных данных проводилась по значениям коэффициентов парных корреляций R между $\mu_{\text{эксп}}$ и $\mu_{\text{расч.}}$. Для литниковой системы первого типа $R_I = 0,98$, а третьего типа $R_{III} = 0,97$ при доверительной вероятности $P = 0,95$. (или уровне значимости $\alpha = 0,05$), что говорит о достаточно хорошем совпадении экспериментальных и расчетных значений коэффициентов расхода элементов литниковой системы и полости литейной формы.

Таблица 5 – Значения коэффициента расхода элементов литейной формы

Тип ЛПС	Элемент литейной формы или отливки	Коэффициент расхода	
		$\mu_{\text{эксп.}}$	$\mu_{\text{расч.}}$
I	Литниковая чаша	0,99	—
	Литниковая система на входе в нижний коллектор	0,91	0,90
	Литниковая система с нижним коллектором	0,88	0,86
	Литниковая система на входе в питатель	0,84	0,83
	Перо лопатки	0,77	0,75
	Литниковая система на входе в верхний коллектор	0,63	0,61
III	Литниковая чаша	0,99	—
	Литниковая система на входе в расширение стояка	0,93	0,94
	Литниковая система на входе в нижний коллектор	0,83	0,81
	Литниковая система на входе в питатель	0,77	0,74
	Перо лопатки	0,69	0,65
	Литниковая система на входе в верхнюю прибыль	0,67	0,64

Заключение.

Таким образом, в ходе проведенных исследований была

– разработана оригинальная методика и экспериментально определены значения гидравлических сопротивлений и коэффициентов расхода элементов литниковой системы и отливки,

– получены регрессионные модели, описывающие изменение этих параметров в зависимости от геометрической формы и размеров элементов, которые позволят рассчитать значения коэффициентов расхода и гидравлических сопротивлений и повысить точность расчета размеров литниковой системы на подготовительной стадии ее проектирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыжиков, А.А. Теоретические основы литейного производства / А.А. Рыжиков. – М. Свердловск: Машгиз, 1961. – 447 с.
2. Литье по выплавляемым моделям / В.Н.Иванов, С.А.Казеннов, Б.С.Курчман и др.: под общ. ред. Я.И.Шкленника, В.А. Озерова. – М.: Машиностроение, 1984. – 408 с.
3. Шатульский, А.А. Разработка методики проектирования литниковых систем / А.А. Шатульский, В.А. Изотов, А.А. Акутин, Ю.В. Чибирнова // Литейное производство. – 2010. – № 5. – С.2–6.
4. Изотов, В.А. Методика расчета коэффициента сопротивлений литниковой системы при изменяющемся напоре / В.А. Изотов, С.А. Гришихин, А.А. Шатульский // Литейщик России. – 2009. – № 3. – С.39–42.

Шатульский Александр Анатольевич

ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А.Соловьева»,
г. Рыбинск

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой Материаловедения, литья, сварки
152934, г.Рыбинск, Ярославской области, ул. Пушкина, 53

Тел. (4855)– 280479

E-mail: shatulsky@rgata.ru

A.A. SHATULSKY

THE EXPERIMENTAL DEFINITION OF COEFFICIENT FLOW OF GATE SYSTEM ELEMENTS

Abstract. *Experimental results of definition of coefficient of flow of gate system elements for investment casting are presented there. These results allow to inquire a procedure of cast parameter calculation for castings of type «Blade».*

Keywords: *gate system, modeling, coefficient of flow, cast parameters.*

BIBLIOGRAPHY

1. Ryzhikov, A.A. Teoreticheskiye osnovy liteynogo proizvodstva / A.A. Ryzhikov. – M. Sverdlovsk: Mashgiz, 1961. – 447 s.
2. Litye po vyplavlyayemym modelyam / V.N.Ivanov, S.A.Kazenov, B.S.Kurchman i dr.: pod obshch.red. YA.I.Shklennika, V.A. Ozerova. – M.: Mashinostroyeniye, 1984. – 408 s.
3. Shatulskiy, A.A. Razrabotka metodiki proyektirovaniya litnikovoykh sistem / A.A. Shatulskiy, V.A. Izotov, A.A. Akutin, YU.V. Chibirnova // Liteynoye proizvodstvo. – 2010. – № 5. – S.2–6.
4. Izotov, V.A. Metodika rascheta koeffitsiyenta soprotivleniy litnikovoy sistemy pri izmenyayushchemsya napore / V.A. Izotov, S.A. Grishikhin, A.A. Shatulskiy // Liteyshchik Rossii. – 2009. – № 3. – S.39–42.

Shatulsky Aleksandr Anatolevich

P.A. Soloviev, Rybinsk State Aviation Technical University

Doctor of Techn. Sciences, Full professor, Head of department of Material, Foundry, Welding

Rybinsk, Pushkina, 53

Tel. (4855) – 280479

E-mail: shatulsky@rgata.ru

А.Ю. ГОРЕЛОВА, М.Г. КРИСТАЛЬ

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ «РАСТОЧНАЯ ГОЛОВКА–ЗАГОТОВКА» НА ТОЧНОСТЬ ГЛУБОКОГО РАСТАЧИВАНИЯ ГИЛЬЗЫ ГИДРОЦИЛИНДРА

Аннотация. Авторами предложена математическая модель формирования огранки глубокого отверстия при его растачивании. Определены зависимости величины огранки от основных динамических характеристик расточной головки. Обосновано, что огранка проявляется как технологическая наследственность погрешностей заготовки. Теоретические положения подтверждены методом компьютерного моделирования процесса формообразования при чистовом растачивании глубокого отверстия гильзы гидроцилиндра телескопирования. Предложен метод минимизации погрешностей отверстия.

Ключевые слова: огранка, погрешности растачивания, компьютерное моделирование, математическое моделирование процесса растачивания.

Введение.

В качестве силовых элементов современного грузоподъемного оборудования, как правило, используют гидроцилиндры. Широко распространены гидроцилиндры, гильзы которых имеют длины в диапазоне $l \in [965...7500]$ мм, диаметры – $d \in [100...250]$ мм, их относят к жестким деталям с глубокими отверстиями ($l/d > 10$). При этом достижение требуемой точности при глубоком растачивании гильз гидроцилиндров представляет определенные трудности, связанные с влиянием динамических характеристик системы «расточная головка–заготовка» на процесс обработки. Технологическая система подвержена возникновению вибраций различного рода, которые являются причиной совместного влияния отклонения оси отверстия заготовки от прямолинейности, что при вращении заготовки приводит к её дисбалансу, и упругого подвеса направляющих шпонок, которые входят в конструкцию расточной головки.

Известные методы повышения точности обработки глубоких отверстий, в основном, направлены на гашение колебаний инструмента во время его работы. Используют динамические гасители колебаний в составе расточной головки [1, 2], САУ положением инструмента, позволяющие регулировать положение резцов расточной головки, [3, 4] и САУ динамическими характеристиками системы «расточная головка–заготовка», например, жесткостью подвеса борштанги [5]. Однако описанные методы и используемые при их проектировании математические модели имеют, как правило, частный эмпирический характер. Разработка обобщенных математических моделей, описывающих процесс образования погрешностей при растачивании глубоких отверстий жестких гильз гидроцилиндров позволит определить пути их минимизации для обеспечения требуемой точности изделия.

Математическая модель образования огранки глубокого отверстия.

Авторами предложена математическая модель образования огранки поперечного профиля глубокого отверстия, для чего рассмотрена динамика упругого подвеса расточной головки (рисунок 1), с учетом принятого закона отклонения оси отверстия заготовки от прямолинейности $\Delta \cos(\gamma + \beta)$.

где $\gamma = \omega t$ – текущий угол поворота заготовки;

β – угловое положение направляющей шпонки относительно плоскости резцов.

В процессе обработки вершины призматических направляющих шпонок контактируют с поверхностью заготовки. Положение точек контакта изменяется при вращении заготовки, при этом, на расточную головку действуют следующие силы (рисунок 2): P_x, P_y, P_z – составляющие силы резания; F – сила поджатия направляющей шпонки; F_0 – сила начального поджатия пакета пружин виброгасителя; N – сила реакции направляющих шпонок.

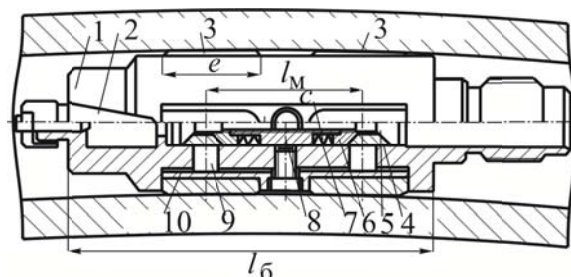


Рисунок 1 – Расточная головка для обработки глубоких отверстий:

1 – корпус; 2 – окно для установки расточного блока; 3 – направляющие шпонки; 4 – сегменты; 5 – конические элементы; 6 – кольцо; 7 – пакеты тарельчатых пружин; 8 – упорная втулка; 9 – радиально-подвижные опоры; 10 – зазор

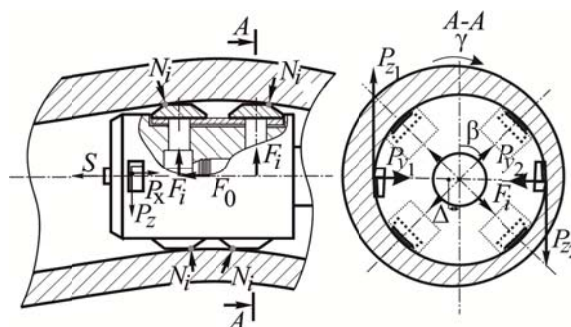


Рисунок 2 – Силы, действующие на расточную головку

На основе решения дифференциального уравнения движения расточной головки [6] получено выражение для расчета отклонения H от круглости (огранки) поперечного сечения отверстия:

$$H = \frac{JM_0 \sin(\gamma_{\text{kp}} \cdot k) \sin(k)}{\omega^2 (k_{\omega}^2 - k^2)}, \quad (1)$$

где k – номер гармоники разложения в ряд Фурье;

$k_{\omega} = \omega_0 / \omega$ – отношение частоты собственных колебаний расточной головки к удвоенной частоте вращения заготовки.

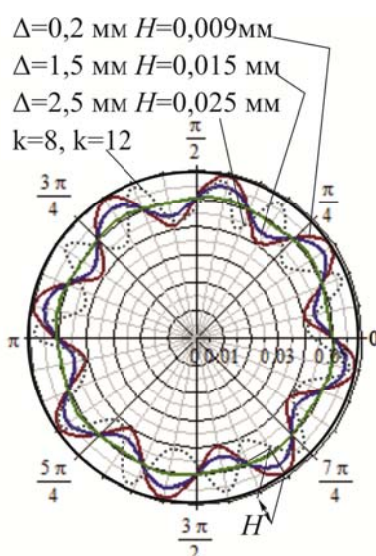


Рисунок 3 – Зависимость величины H и степени от величины k отклонения заготовки

Выражение (1) позволило установить зависимости величины огранки глубокого отверстия от соотношения частот k_{ω} (рисунок 3), длины e направляющей шпонки,

количества n тарельчатых пружин в пакете (рисунок 4 а, б) при различных значениях величины Δ отклонения оси отверстия заготовки от прямолинейности.

Для минимизации огранки при растачивании глубокого отверстия предложено оснастить расточную головку направляющими шпонками, которые имеют галтель в продольном сечении [7]. Исследование процесса образования огранки при растачивании модернизированной расточной головкой проведено с использованием компьютерного моделирования в программном комплексе SolidWorks.

Компьютерное моделирование процесса образования огранки глубокого отверстия.

Для подтверждения теоретических положений проведено компьютерное моделирование технологического процесса растачивания глубокого отверстия (рисунок 5) гильзы гидроцилиндра телескопирования стрелы автокрана расточной головкой с призматическими направляющими шпонками (стандартными) и с предложенными автором направляющими шпонками, имеющими галтель радиуса r .

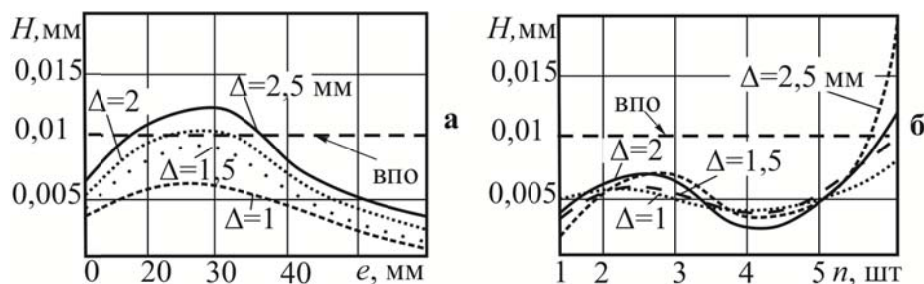


Рисунок 4 – Зависимость величины H огранки от: а – длины e направляющей шпонки;

б – количества n тарельчатых пружин в пакете.

впо – верхнее предельное отклонение от круглости для гильзы гидроцилиндра телескопирования стрелы автокрана с диаметром отверстия $D=125$ мм, длиной $l=7000$ мм

Отклонение продольного профиля глубокого отверстия при моделировании процесса растачивания определялось по координатам точки на вершине резца твердотельной модели расточной головки. Модель расточной головки, борштанги и обрабатываемой заготовки выполнена в программном комплексе SolidWorks. Получены зависимости величины огранки H поперечного профиля глубокого отверстия от формы направляющей шпонки, значения радиуса r галтели, жесткости C_0 подвеса, длины e направляющей шпонки (рисунок 6). Определены диапазоны значений описанных параметров, обеспечивающие минимизацию огранки H для обработки отверстия длиной $l=7000$ мм, диаметром $D=125$ мм с отклонением Δ от прямолинейности оси отверстия заготовки из диапазона $\Delta \in [1...3,5]$ мм. Они составили: $c_0 \in [930...1430]$ Н/мм; $e \in [44...48]$ мм; $r \in [65...75]$ мм. Предложено назначать радиус r по выражению: $r = e^2 / 16\Delta$, где e – длина направляющей шпонки; Δ – отклонение оси отверстия заготовки от прямолинейности.

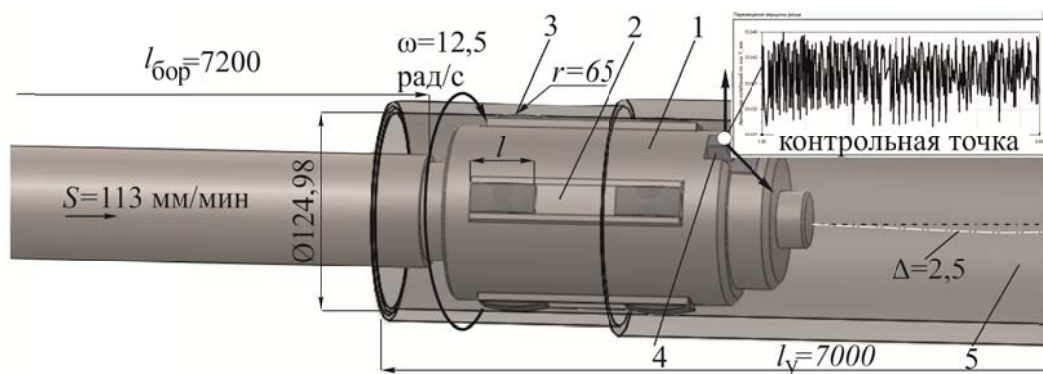


Рисунок 5 – Компьютерное моделирование процесса растачивания

Заключение.

Для повышения точности обработки глубоких отверстий нежестких гильз гидроцилиндров необходимо использование методов минимизации погрешностей формы глубокого отверстия на основе математических моделей их образования, учитывающих отклонение от прямолинейности оси отверстия заготовки. Предложенная авторами модернизация конструкции расточной головки позволяет снизить в 4...10 раз величину H огранки при обработке отверстия длиной $l=7200$ мм, диаметром $D=125$ мм с отклонением Δ от прямолинейности оси отверстия заготовки из диапазона $\Delta \in [1...3,5]$ мм достигается при значениях жесткости упругого подвеса $c_0 \in [930...1430]$ Н/мм, длины направляющей шпонки $e \in [44...48]$ мм, радиуса галтели направляющей шпонки $r \in [65...75]$ мм.

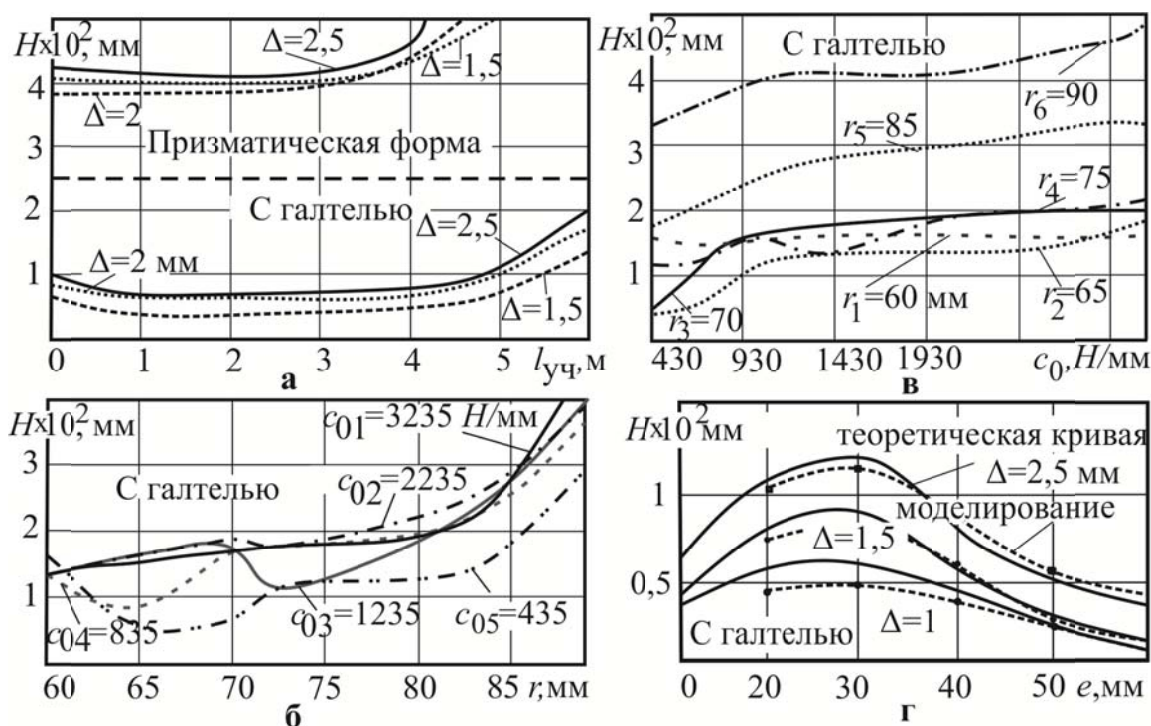


Рисунок 6 – Результаты компьютерного моделирования процесса растачивания

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 2298456 Россия Расточной инструмент: МПК⁷ В 23 В 29 / 02 / Корюкина Н.А.; заявитель и патентообладатель Корюкина Нина Алексеевна. – № 2005135279/02 заявл. 14.11.2005; опубл. 10.05.2007, Бюл. № 13.
2. Пат. 2014172 Россия Расточная головка: МПК⁷ В 23 В 29 / 03 / Приземирский В.С., Волинский А.А., Хисамутдинов Р.А.; заявитель и патентообладатель Пермский научно-исследовательский технологический институт. – № 925022807; заявл. 16.01.1992; опубл. 20.05.2011.
3. А.С. 1042955 СССР Устройство контроля эксцентриситета при обработке глубоких отверстий: МПК⁷ В 23 Q 15 / 04 / Кулагин Р. Н.; заявитель Волгоградский ордена трудового красного знамени политехнический институт; патентообладатель Волгоградский политехнический институт. – № 823479734 заявл. 30.07.1982; опубл. 30.12.1993, БИ 9347.
4. Пат. 1352764 Россия Способ обработки глубоких отверстий: МПК⁷ В 23 В 35 / 00 / Фрезинский Л. Л., Кулагин Р. Н., Ткаченко А. А.; заявитель и патентообладатель Волгоградский политехнический институт. – 4011348/08 заявл. 10.11.1985; опубл. 27.11.2000, Бюл. № 33.
5. Rubio, L. Optimization of pas-sive vibration absorbers to reduce chatter in boring / J. A. Loya, M. H Miguelez., J. Fernandez-Saez // Nechanical Systems and Signal Processing. –2013. – P. 691–704.
6. Горелова, А.Ю. Совершенствование конструкции инструмента на основе моделирования процесса растачивания гильзы гидроцилиндра / А.Ю. Горелова, М. Г. Кристаль // Известия Тульского гос. ун-та. Технические науки. – 2016. – Вып. 11, ч. 2. – С. 105–115.
7. Пат. 169720 Россия, Расточная головка: МПК⁷ В 23 В 29 / 03 / Горелова А. Ю, Кристаль М.Г.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Волгоградский государственный технический университет». – № 2016129421; заявл. 18.07.2016;

Горелова Ася Юрьевна

Волгоградский государственный технический
университет, г. Волгоград
старший преподаватель кафедры автоматизации
производственных процессов
E-mail: forasyoo@gmail.com

Кристалль Марк Григорьевич

Волгоградский государственный технический
университет, г. Волгоград
Доктор технических наук, профессор кафедры
автоматизации производственных процессов
E-mail: crysmar@mail.ru

A.Yu. GORELOVA, M.G. CRYSTAL

INFLUENCE OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE «BREAK-HEADING-STORAGE» SYSTEM ON THE ACCURACY OF DEEP-BREAKING THE HYDROCYLINDER GILZ

Abstract. *A new mathematical model is proposed where faceting pattern formation is treated as a consequence of the holes axis technologically inherited straightness error. The dependence of the roundness error value on the main dynamic characteristics of the boring head are determined. The analysis of the model allowed to establish that the straightness error of the holes axis primarily determines the faceting pattern formation process. Theoretical assumptions are in agreement with the results of computer modeling of the shape formation during the finish boring of the telescoping hydrocylinder deep hole. An improved method for errors minimization is developed.*

Keywords: *faceting pattern, boring error, boring process computer modeling, boring process mathematical modeling.*

BIBLIOGRAPHY

1. Pat. 2298456 Rossiya Rastochnoy instrument: MPK7 B 23 B 29 / 02 / Koryukina N.A.; заявитель i patentoobladatel Koryukina Nina Alekseyevna. – № 2005135279/02 заявл. 14.11.2005; опубл. 10.05.2007, Byul. № 13.
2. Pat. 2014172 Rossiya Rastochnaya golovka: MPK7 B 23 B 29 / 03 / Prizemirskiy V.S., Volynskiy A.A., Khisamutdinov R.A.; заявитель i patentoobladatel Permskiy nauchno-issledovatel'skiy tekhnologicheskii institut. – № 925022807; заявл. 16.01.1992; опубл. 20.05.2011.
3. A.S. 1042955 SSSR Ustroystvo kontrolya ekstsentriznitseta pri obrabotke glubokikh otverstiy: MPK7 B 23 Q 15 / 04 / Kulagin R. N.; заявитель Volgogradskiy ordena trudovogo krasnogo znameniy politekhnicheskii institut; patentoobladatel Volgogradskiy politekhnicheskii institut. – № 823479734 заявл. 30.07.1982; опубл. 30.12.1993, BI 9347.
4. Pat. 1352764 Rossiya Sposob obrabotki glubokikh otverstiy: MPK7 B 23 B 35 / 00 / Frezinskiy L. L., Kulagin R. N., Tkachenko A. A.; заявитель i patentoobladatel Volgogradskiy politekhnicheskii institut. – 4011348/08 заявл. 10.11.1985; опубл. 27.11.2000, Byul. № 33.
5. Rubio, L. Optimization of pas-sive vibration absorbers to reduce chatter in boring / J. A. Loya, M. H. Miguelez., J. Fernandez-Saez // Mechanical Systems and Signal Processing. –2013. – P. 691–704.
6. Gorelova, A.YU. Sovershenstvovaniye konstruktssii instrumenta na osnove modelirovaniya protsessa rastachivaniya gilzy gidrotsilindra / A.YU. Gorelova, M. G. Kristal // Izvestiya Tl'skogo gos. un-ta. Tekhnicheskkiye nauki. – 2016. – Vyp. 11, ch. 2. – S. 105–115.
7. Pat. 169720 Rossiya, Rastochnaya golovka: MPK7 B 23 B 29 / 03 / Gorelova A. YU, Kristal M.G.; заявитель i patentoobladatel Federalnoye gosudarstvennoye byudzhethnoye obrazovatelnoye uchrezhdeniye vysshego obrazovaniya «Volgogradskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet». – № 2016129421; заявл. 18.07.2016; опубл. 29.03. 2017, Byul. № 10.

Gorelova Asya Yurevna

Volgograd State Technical University, Volgograd
Senior Lecturer of the Department of Automation of
Production Processes
E-mail: forasyoo@gmail.com

Kristal Mark Grigorevich

Volgograd State Technical University, Volgograd
Doctor of Technical Sciences, Professor of the
Department of Automation of Production Processes
E-mail: crysmar@mail.ru

РАЗРАБОТКА ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТОРМОЗНЫХ РОЛИКОВ ГРАВИТАЦИОННЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Аннотация. Разработан стенд, позволяющий имитировать реальные режимы эксплуатации и проводить испытания тормозных роликов прямого и прижимного принципов действия, применяемых в паллетных гравитационных конвейерах и стеллажах отечественных и зарубежных производителей. Стенд позволяет испытывать ролики диаметром от 50 мм до 135 мм и имитировать торможение паллет с грузом массой от 50 до 1500 кг. Представлены результаты испытаний тормозных роликов прямого действия.

Ключевые слова: стенд, тормозной ролик, гравитационный роликовый конвейер, паллета.

Введение.

Основным элементом гравитационных роликовых конвейеров для паллет (далее – конвейеров), определяющих их безопасную эксплуатацию, являются тормозные ролики. Применение тормозных роликов вызвано необходимостью ограничения скорости паллеты с грузом (далее паллеты) в конвейере [1, 2].

Следует отметить, что при поставках конвейеров в Россию, в первую очередь в составе гравитационных стеллажей, зарубежные поставщики не сопровождают используемые в конвейерах тормозные устройства технической документацией, позволяющей произвести оценку эффективности их применения. В связи с этим актуальной задачей является оценка работоспособности тормозных роликов, применяемых в гравитационных роликовых конвейерах зарубежных производителей.

На кафедре «Подъемно–транспортные системы» МГТУ им. Н. Э. Баумана разработан стенд для исследования работоспособности тормозных роликов различных конструктивных исполнений, применяемых в паллетных гравитационных конвейерах и стеллажах.

Объект исследования.

В настоящее время наиболее широкое применение находят гравитационные роликовые конвейеры с системами торможения паллет двух типов – с тормозными роликами прямого действия и прижимного.

Тормозной ролик прямого действия (рисунок 1) состоит из тормозной вставки 1, выполненной в виде законченной сборочной единицы, которая устанавливается (запрессовывается) внутрь обечайки 2 ролика. Неподвижная ось 5 тормозной вставки является одной из двух его опор. Вторая опора ролика 6 выполняется в виде типового подшипникового узла или второй тормозной вставки. Тормозная вставка 1, оснащена мультипликатором 3 и фрикционным тормозом 4 центробежного типа.

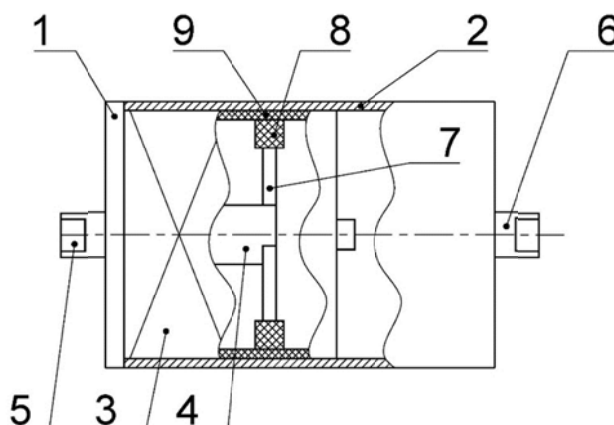


Рисунок 1 – Схема тормозного ролика прямого действия

Принцип работы тормозных роликов состоит в том, что при наезде паллеты на тормозной ролик, обечайка 2 последнего совместно с корпусом тормозной вставки 1 разгоняются. Вращающий момент от корпуса тормозной вставки 1 через мультипликатор 3 передается на тормозные рычаги (колодки) 7 тормоза, которые под действием центробежной силы прижимаются фрикционными накладками 8 к внутренней поверхности 9 корпуса тормозной вставки 1. Начинается процесс снижения скорости вращения обечайки 2 ролика, а, следовательно, и скорости паллеты. Паллета переходит в режим движения с постоянной скоростью при непрерывном трении между фрикционными накладками 8 тормоза и внутренней поверхностью 9 корпуса тормозной вставки 1. Общий вид тормозной вставки представлен на рисунке 2, а тормозной вставки (в разрезе) на рисунке 3 [3].



Рисунок 2 – Общий вид тормозной вставки компании HLM (Китай)

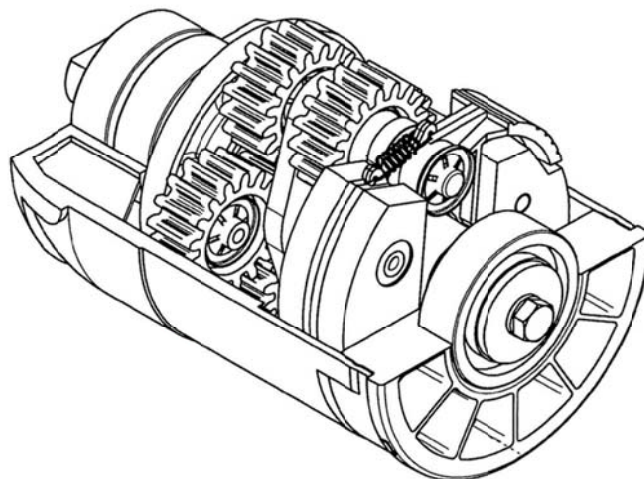


Рисунок 3 – Общий вид тормозной вставки (в разрезе) компании Werner Langer GmbH & Co. (ФРГ)

В системе с тормозными роликами прижимного типа [4] ролик выполнен в виде законченной сборочной единицы, которая контактирует не с паллетой при ее движении по гравитационному конвейеру, а с одним или двумя несущими роликами. В этом случае внешняя поверхность обечайки тормозного ролика прижимается с помощью пружин к несущим роликам как показано на рисунке 4.

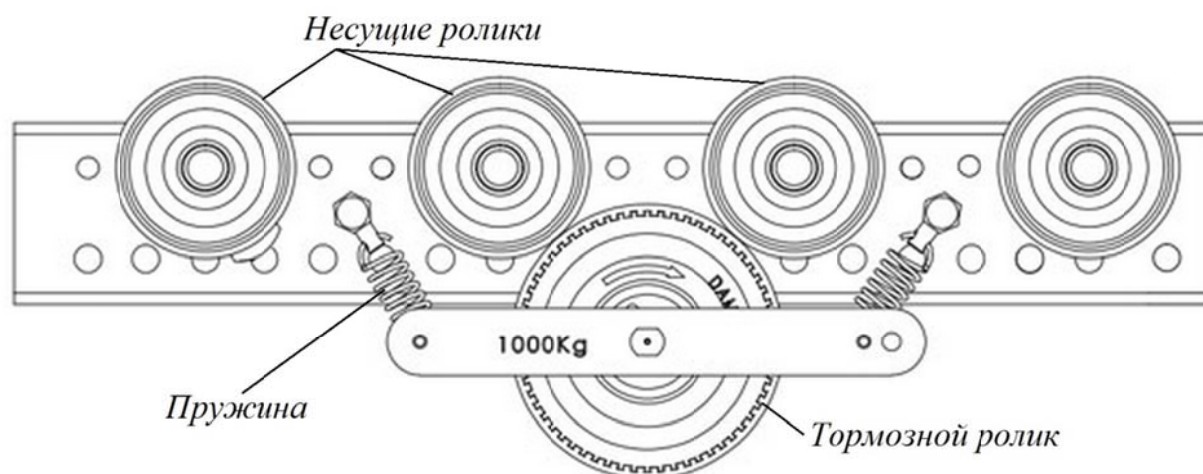


Рисунок 4 – Схема размещения тормозного прижимного ролика между несущими роликами компании HLM (Китай)

Стенд для испытаний тормозных роликов гравитационных конвейеров и стеллажей для паллет.

Устройство испытательного стенда.

Испытательный стенд (рисунок 5) [5] состоит из трех основных частей – механической, электрической и измерительной.

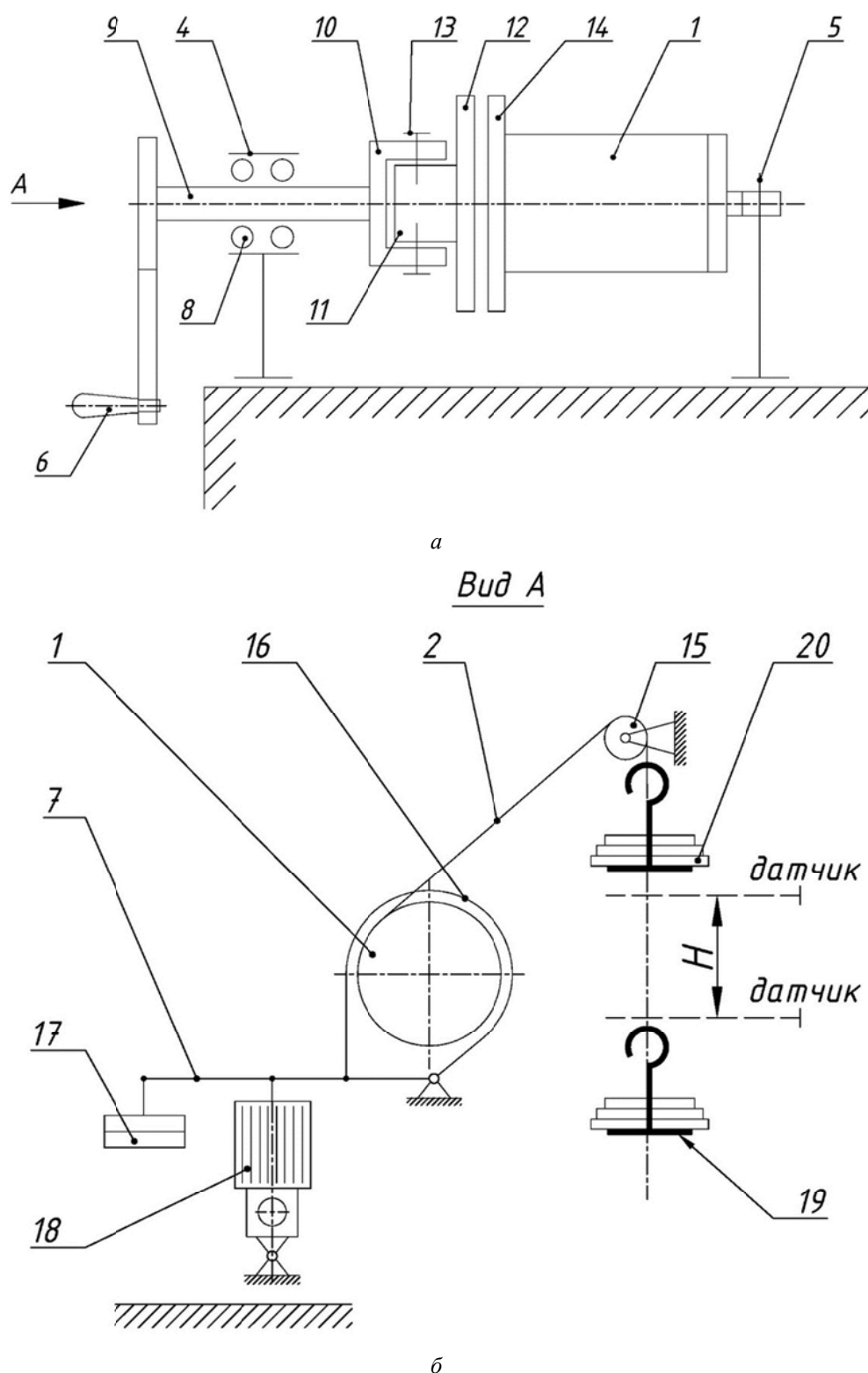


Рисунок 5 – Испытательный стенд: а – механическая часть, б – тормозная и полиспастная системы

Механическая часть.

Механическая часть стенда (рисунок 5, а) состоит из тормозного ролика 1, каната 2, направляющего блока 15, контрольного груза 20, передней 4 и задней 5 опор, тормозной системы 7. Передняя опора 4 выполнена в виде подшипникового узла 8 с валом 9. На одном конце вала 9 размещается (посредством шпоночного соединения) быстросъемная рукоятка 6, а на другом – стакан 10, внутри которого размещается ступица 11 съемного переходного № 4-2 (324) 2017

фланца 12. Для передачи крутящего момента от рукоятки 6 тормозному ролику 1 ступица 11 фиксируется внутри стакана 10 двумя болтами 13. Съемный переходной фланец 12 предназначен для соединения с фланцем 14, являющимся одной из опор испытуемого тормозного ролика 1.

Полиспастная система. Полиспастная система (рисунок 5, б) предназначена для нагружения тормозного ролика крутящим моментом, имитирующим движение паллеты по тормозному ролику. Полиспастная система состоит из тормозного ролика 1, на который наматывается канат 2, направляющего блока 15. Один конец каната 2 жестко закрепляется на тормозном ролике 1, а на другом конце каната, проходящего через направляющий блок 15, закрепляется грузовая подвеска 19, на которой размещаются контрольные грузы 20.

Тормозная система. Тормозная система 7 стенда (рисунок 5, б), предназначенная для удержания контрольных грузов 20 на весу, состоит из автоматического нормально закрытого ленточного тормоза, в котором тормозная лента 16, охватывает тормозной ролик 1. Тормозной момент создается весом замыкающего груза 17, а в качестве размыкающего устройства 18 используется электрогидравлический толкатель типа ТЭГ–16.

Тормозная система 7 стенда рассчитана из условия удержания на весу контрольных грузов массой до 60 кг, имитирующих движение паллеты с грузом массой 1500 кг по гравитационному полотну конвейера с углом наклона от 2^0 до 6^0 .

При проведении испытаний нагрузку на тормозной ролик (массу m контрольного груза 20) выбирают в соответствии с массой груза на паллете, углом наклона гравитационного конвейерного полотна, шагом и диаметром тормозного и несущих роликов.

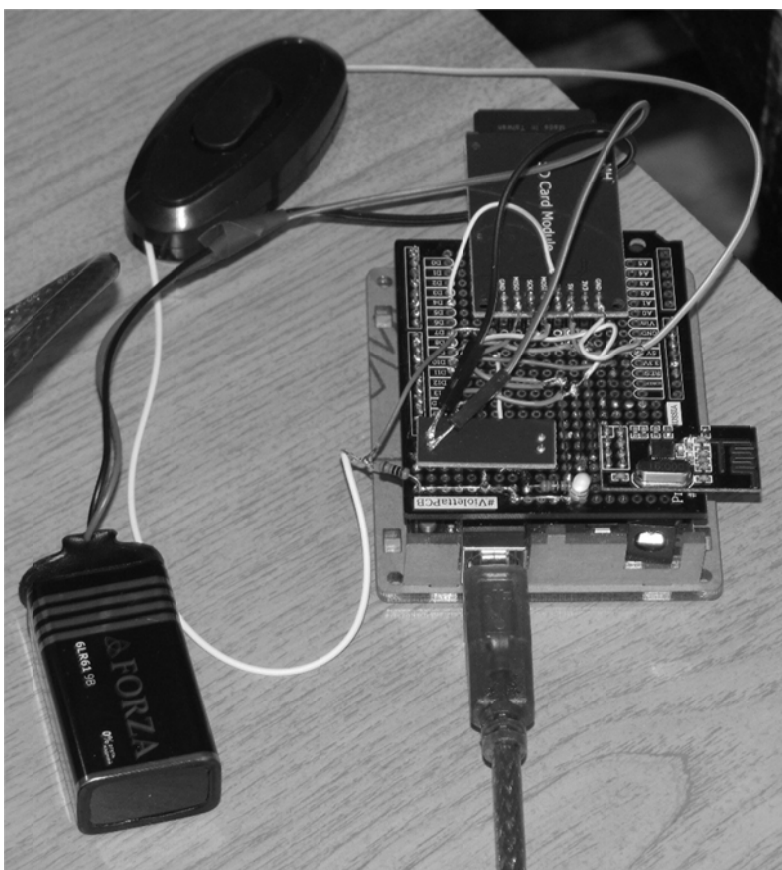


Рисунок 6 – Измерительная система стенда

Электрическая часть.

Система управления стендом позволяет работать в ручном и полуавтоматическом режимах. Пульт управления стендом имеет две кнопки «ПУСК» и «СТОП».

При нажатии кнопки «ПУСК» включаются тормозная система 7 (тормоз размыкается) и измерительная система.

При нажатии кнопки «СТОП» тормозная и измерительная системы выключаются. Нажатие кнопки «СТОП» происходит, когда контрольный груз 20 находится в исходном (крайнем верхнем положении).

Измерительная система.

Измерительная система стенда построена на аппаратной платформе *Arduino Uno R3* (рисунок 6) [6] и обеспечивает оперативный сбор, обработку и отображение информации (на экране ПК), поступающей со стенда и объекта испытаний, что значительно упрощает и снижает трудоемкость обработки результатов испытаний.

Измеряемыми параметрами являются:

- расстояние H (рисунок 5, б), пройденное контрольным грузом при опускании (под действие силы тяжести);
- время t прохождения расстояния H ;
- температура фрикционной накладки;
- износ фрикционной накладки.

Расстояние H , пройденное контрольным грузом при опускании выбирается равным длине паллеты.

Измерение температуры фрикционной накладки проводится посредством термопары хромель–алюмель (условное обозначение ХА, за рубежом К–типа) [7] с диаметром спая 0,4 мм, который размещался во фрикционной накладке на расстоянии не более 0,1 мм от поверхности трения. Для преобразования сигнала термопары в 12–битный цифровой используется преобразователь *MAX6675* [8] аппаратной платформы *Arduino*, имеющий встроенную компенсацию холодного спая в диапазоне $-20^{\circ}\text{C} \dots +80^{\circ}\text{C}$ и короткого замыкания, а также разрешение температуры $0,25^{\circ}\text{C}$ и позволяющий измерять температуру в диапазоне $0^{\circ}\text{C} \dots +800^{\circ}\text{C}$ с погрешностью $\pm (2\%)$. Запись температуры проводится каждые 0,5 сек в течение всего процесса испытаний.

Так как тормозная вставка имеет закрытую конструкцию с большим количеством вращающихся элементов и устанавливается во вращающийся тормозной ролик, для передачи показаний термопары был выбран беспроводной способ. Для этого был разработан автономный измерительный блок (со встроенным радиопередатчиком), схема которого представлена на рисунке 7 и радиоприемник, входящий в измерительную систему стенда (рисунок 6).

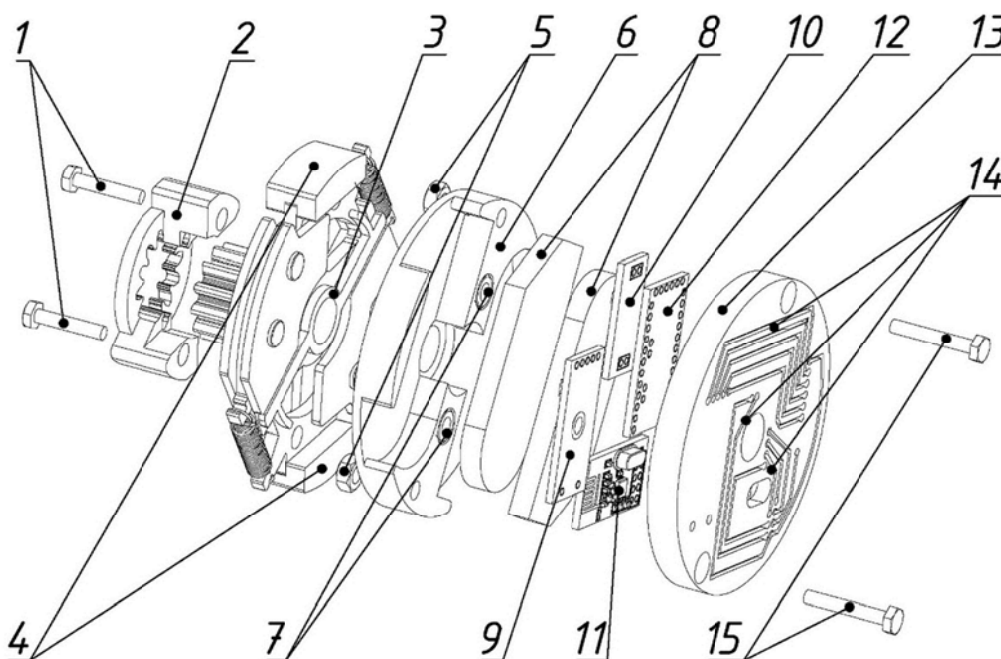


Рисунок 7 – Схема автономного измерительного блока (термопара не показана)

Автономный измерительный блок (рисунок 7) состоит из двух дисков 6 и 13, соединенных между собой болтами 15 и гайками 5. Между дисками размещается система измерения и радиопередачи, состоящая из батарейных отсеков 8, платы преобразователя сигнала термопары 9 [8], стабилизатора напряжения 10, платы *Arduino Pro Mini* 12 [9] и радио модуля 11 [10].

Передача вращения от тормозной ступицы 3 с установленной в одну из фрикционных накладок 4 термопарой осуществляется при помощи муфты 2, болтов 1 и гаек 7.

Измерение износа фрикционной накладки проводится согласно рекомендациям, изложенным в работах [11 – 12]. Для взвешивания экспериментальных образцов (тормозная колодка с фрикционной накладкой) применяются электронные весы модели *Scout Pro SPU 402* (США) с диапазоном взвешивания 0,2 400 г. и ценой деления 0,01 г, питанием от сети переменного тока напряжением 220 В.

На основании полученных результатов измерений t и H проводится расчет (в программе Excel) и строится график скорости V установившегося движения паллеты (в гравитационном канале конвейера или стеллажа) в зависимости от массы m контрольного 20 груза. На рисунке 8 в качестве примера, представлены результаты испытаний серийной тормозной вставки производства компании HLM (Китай).

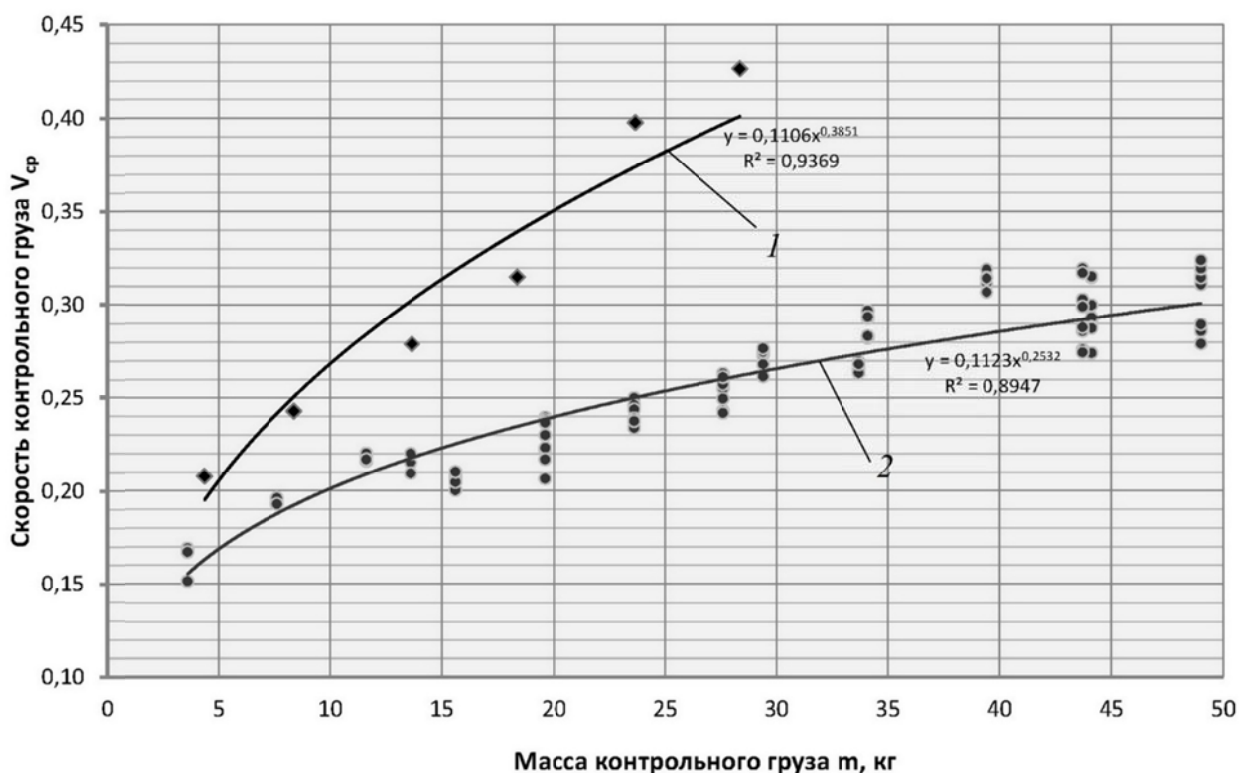


Рисунок 8 – Результаты испытаний тормозной вставки компании HLM (Китай):

1 – вращение против часовой стрелки; 2 – вращение по часовой стрелке

Описание работы стенда и проведения испытаний.

При вращении рукоятки 6 канат 2 с подвешенным на его конце контрольным грузом 20 наматывается на тормозной ролик 1. При достижении грузом 20 крайнего верхнего (исходного) положения тормозной ролик фиксируется от вращения тормозной системой 7 после чего рукоятка 6 снимается с конца вала 9.

При нажатии кнопки «ПУСК» тормозная система 7 отключается (тормоз размыкается), и контрольный груз 20 начинает опускаться под действие силы тяжести. В процессе движения контрольного груза происходит измерение расстояния, пройденного контрольным грузом, и времени его прохождения.

При достижении грузом 20 крайнего нижнего положения (пола) вращение тормозного ролика прекращается.

Далее цикл повторяется и проводится следующий эксперимент.

Нажатие кнопки «СТОП» (включение тормозной системы 7) происходит, когда контрольный груз 20 находится в исходном (крайнем верхнем положении).

Заключение.

Разработана оригинальная конструкция стенда, позволяющая:

- повысить экономичность проведения испытаний путем исключения использования внешних источников энергии, значительно снизить трудоемкость и сократить затраты времени на подготовку механической части стенда к испытаниям;
- имитировать реальные режимы эксплуатации и проводить испытания тормозных роликов различных конструктивных исполнений (прямого действия и прижимных), применяемых в паллетных гравитационных конвейерах и стеллажах отечественных и зарубежных производителей;
- испытывать ролики диаметром от 50 мм до 135 мм и имитировать торможение паллет с грузом массой от 50 до 1500 кг.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ивановский, К.Е. Роликовые и дисковые конвейеры и устройства / К.Е. Ивановский, А.Н. Раковщик, А.Н. Цоглин. – М.: Машиностроение, 1973.
2. Межотраслевые правила по охране труда при эксплуатации промышленного транспорта (конвейерный, трубопроводный и другие транспортные средства непрерывного действия). ПОТ Р М–029–2003. М.: Изд-во НИЦ ЭНАС, 2003.
3. Пат. ФРГ EP 2128048. Bremsrolleneinsatz, Bremsrolle und Rollenbahn / Werner Langer GmbH & Co. Опубл. 02.12.2009.
4. Brake Rollers – euroroll.net [Электронный ресурс] URL: <http://www.euroroll.net/brake-rollers.html> (дата обращения: 24.04.2017).
5. Уведомление от 09.01.2017 г. о положительном результате формальной экспертизы заявки №2016146752/28(075017). Устройство для имитации нагрузки в стенде для испытания тормозных роликов центробежного типа гравитационных конвейеров и стеллажей. Дата подачи заявки 29.11.2016.
6. Arduino [Электронный ресурс] URL: <http://shop.zelectro.cc/arduino-uno-r3> (дата обращения: 04.01.2017).
7. Температурные измерения. Справочник / Герашенко О.А., Гордов А.Н., Еремина А.К. и др.; отв. ред. Герашенко О.А.; АН УССР. Ин-т проблем энергосбережения. Киев: Наук. думка, 1989. – 704 с.
8. Преобразователь сигнала термодатчика К-типа MAX6675 URL: <https://eseal.ru/index.php/arduino/moduli/211-preobrazovatel-signal-a-termopary-k-tipa-max6675> (дата обращения: 13.04.17).
9. Arduino Pro Mini [Аппаратная платформа Arduino [Электронный ресурс] URL: <http://arduino.ru/Hardware/ArduinoBoardProMini> (дата обращения: 24.04.2017).
10. Подключение модулей связи 2,4ГГц на базе чипов nRF24L01+ к микроконтроллеру URL: <http://aterlux.ru/article/nrf24l01p> (дата обращения: 24.04.2017).
11. Носко, А.Л. Оценка ресурса фрикционной накладки тормоза ГПМ. / А.Л. Носко // Трибология – машиностроению. – Труды Всероссийской научно-технической конференции с участием иностранных специалистов. – М. – 2014. – С. 61.
12. Носко, А.Л. Практические рекомендации по оценке нагруженности узлов трения (применительно к тормозам ГПМ) / А.Л. Носко // Известия ТулГУ. Сер. Подъемно-транспортные машины и оборудование. Тула: Изд-во ТулГУ. – 2006. – Вып. 7. – С. 146 – 160.

Сафронов Евгений Викторович

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, г Москва
аспирант, кафедра «Подъемно-транспортные системы»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5, стр. 1,
Тел. 8 (926) 683–31–17
E-mail: gen-s@mail.ru

Носко Андрей Леонидович

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, г Москва
доктор технических наук; профессор; кафедра
«Подъемно-транспортные системы»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5, стр. 1
Тел. 8 (905) 506–35–25
E-mail: dr.nosko@mail.ru

E.V. SAFRONOV, A.L. NOSKO

DEVELOPMENT OF TEST EQUIPMENT TO STUDY THE EFFICIENCY OF BRAKE ROLLERS FOR GRAVITY CONVEYORS

Abstract. *Designed stand that allows to simulate real conditions and to test the brake rollers direct and indirect actions used in gravity pallet conveyors and racks of domestic and foreign manufacturers. The stand allows to test rollers with a diameter of 50 mm to 135 mm and to simulate the braking loads weighing from 50 to 1500 kg. The results of direct tests of brake rollers are presented.*

Keywords: *test stand, brake roller, gravity roller conveyor, pallet.*

BIBLIOGRAPHY

1. Ivanovskiy, K.Ye. Rolikovyye i diskovyye konveyery i ustroystva / K.Ye. Ivanovskiy, A.N. Rakovshchik, A.N. Tsoglin. – M.: Mashinostroyeniye, 1973.
2. Mezhotraslevyye pravila po okhrane truda pri ekspluatatsii promyshlennogo transporta (konveyernyy, truboprovodnyy i drugiye transportnyye sredstva nepreryvnogo deystviya). POT R M–029–2003. M: Izd–vo NTS ENAS, 2003.
3. Pat. FRG EP 2128048. Bremsrolleneinsatz, Bremsrolle und Rollenbahn / Werner Langer GmbH & Co. Opubl. 02.12.2009.
4. Brake Rollers – euroroll.net [Elektronnyy resurs] URL: <http://www.euroroll.net/brake-rollers.html> (data obrashcheniya: 24.04.2017).
5. Uvedomleniye ot 09.01.2017 g. o polozhitelnom rezultate formalnoy ekspertizy zayavki №2016146752/28(075017). Ustroystvo dlya imitatsii nagruzki v stende dlya ispytaniya tormoznykh rolkov tsentrobezhnogo tipa gravitatsionnykh konveyerov i stellazhey. Data podachi zayavki 29.11.2016.
6. Arduino [Elektronnyy resurs] URL: <http://shop.zelectro.cc/arduino-uno-r3> (data obrashcheniya: 04.01.2017).
7. Temperaturnyye izmereniya. Spravochnik / Gerashchenko O.A., Gordov A.N., Yeremina A.K. i dr.; otv. red. Gerashchenko O.A.; AN USSR. In–t problem energosberezheniya. Kiyev: Nauk. dumka, 1989. – 704 s.
8. Preobrazovatel signala termopary K–tipa MAX6675 URL: <https://eseal.ru/index.php/arduino/moduli/211-preobrazovatel-signala-termopary-k-tipa-max6675> (data obrashcheniya: 13.04.17).
9. Arduino Pro Mini [Apparatnaya platforma Arduino [Elektronnyy resurs] URL: <http://arduino.ru/Hardware/ArduinoBoardProMini> (data obrashcheniya: 24.04.2017).
10. Podklyucheniye moduley svyazi 2,4GGts na baze chipov nRF24L01+ k mikrokontrolleru URL: <http://aterlux.ru/article/nrf24l01p> (data obrashcheniya: 24.04.2017).
11. Nosko, A.L. Otsenka resursa friktsionnoy nakladki tormoza GPM. / A.L. Nosko // Tribologiya – mashinostroyeniye. – Trudy Vserossiyskoy nauchno–tekhnicheskoy konferentsii s uchastiyem inostrannykh spetsialistov. – M. – 2014. – S. 61.
12. Nosko, A.L. Prakticheskiye rekomendatsii po otsenke nagruzhennosti uzlov treniya (primenitelno k tormozam PTM) / A.L. Nosko // Izvestiya TulGU. Ser. Pod"yemno–transportnyye mashiny i oborudovaniye. Tula: Izd–vo TulGU. – 2006. – Vyp.7. – S.146 – 160.

Safronov Evgeniy Viktorovich

Bauman Moscow State Technical University, Moscow
Post–graduate, «Hoisting and transport systems»
department
105005, Moscow, Russian Federation, 2nd
Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1
Ph. 8 (926) 683–31–17
E–mail: gen–s@mail.ru

Nosko Andrey Leonidovich

Bauman Moscow State Technical University, Moscow
Doctor of Science (Eng.), Professor, «Hoisting and transport
systems» department
105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya
St., Bldg. 5, Block 1
Ph. 8 (905) 506–35–25
E–mail: dr.nosko@mail.ru

Д.Л. ПАНКРАТОВ, И.О. ЖИГУЛЕВ, В.Г. ШИБАКОВ, Р.В. ШИБАКОВ, А.Е. КРЮКОВ

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СПЛАВА НА НИКЕЛЕВОЙ ОСНОВЕ GH304 НА СПОСОБНОСТЬ К ГЛУБОКОЙ ВЫТЯЖКЕ

Аннотация. Одним из условий обеспечения конкурентных преимуществ конечного изделия является возможность проведения сложных, ресурсосберегающих технологических процессов формообразования заготовок из обеспечивающих необходимые эксплуатационные свойства, материалов. В частности к таким процессам относится процесс глубокой вытяжки изделий. Преимуществами глубокой вытяжки являются достаточно высокий коэффициент используемого материала, а также исключительная возможность изготовления тонкостенных глубоких деталей из листовых заготовок типа «Гильза». Необходимым условием для использования глубокой вытяжки является обладание материалом комплексом технологических и механических свойств.

В статье рассматривается оценка возможности применения для глубокой вытяжки никелевого сплава обеспечивающего изделию необходимый уровень эксплуатационных свойств, прежде всего – жаропрочность. Приведены результаты испытаний, оценивающих физико-механические свойства сплава GH304 T14992–1994, а также данные испытаний, на основе которых разработаны рекомендации по проведению глубокой вытяжки изделий из никелевых сплавов.

Ключевые слова: никелевые сплавы, листовая штамповка, штамповая оснастка, анизотропия свойств, глубокая вытяжка.

Введение.

В рамках программы конкурентного импортозамещения перед российскими машиностроительными производствами возникает необходимость подобрать аналогов материалов для изготовления изделий со специальными свойствами. В технической литературе по расчету процессов деформирования листовых материалов в основном содержатся сведения о штампуемости наиболее распространенных марок листовых сталей: стали 08Ю, 08кп, 10кп. В то же время назрела необходимость располагать информацией по свойствам вновь разработанных или малоприменяемых сплавов с особыми свойствами.

Целью данной статьи является исследования технологических и механических свойств сплава GH304 T14992–1994 (российский аналог ХН45Ю) и установления его пригодности для глубокой вытяжки изделия энергетического машиностроения, обладающего требуемым уровнем эксплуатационных свойств, а именно – высокой жаростойкостью и прочностью.[1,2]

Для определения пригодности к вытяжке сплава ХН45Ю были проведены испытания для определения следующих параметров пластичности: относительное удлинение δ и сужение ψ вдоль, поперек и под углом 45° к направлению прокатки. Кроме этого были определены коэффициент Пуассона, коэффициент нормальной анизотропии R , коэффициент упрочнения η . [3,4]

В процессе пластической деформации при прокатке зерна листового материала получают вытянутость вдоль оси максимальной деформации (направления прокатки). В результате поликристаллический металл приобретает деформационную анизотропию, характеризующуюся зависимостью прочностных и пластических свойств от направления преимущественной ориентировки кристаллов. [5,6] Это сказывается на распределении полей напряжений и деформаций, возникающих при штамповке деталей сложной формы, в результате чего возможно локальное утонение листовой заготовки вплоть до разрыва, а также образований складок и фестонов – волнообразных выступов на кромке фланца вытягиваемого изделия, что вызывает необходимость их обрезки. [7,8]

Материалы и методы

Материалом для работы послужили образцы листового материала для исследования технологических и механических свойств, на основании которого будет сделан вывод о пригодности материала к глубокой вытяжке.[9]

Способность материала к глубокой вытяжке оценивалась по следующим параметрам:

- соотношению предела текучести к пределу прочности материала;
- величинам коэффициента анизотропии и показателя деформационного упрочнения;
- глубине выдавленной сферической лунки.

Результаты испытаний.

В таблице 1 приведены характеристики прочности и пластичности сплава ХН45Ю полученных при механических испытаниях на растяжение стандартных образцов из листового материала (ГОСТ 11701–84).

Таблица 1 – характеристики прочности и пластичности сплава ХН45Ю

Материал	Механические свойства				
	σ_B , (МПА)	$\sigma_{0,2}$, (МПА)	δ , (%)	ψ , (%)	Микротвердость, HV
Сплав ХН45Ю	850–890	480–500	28–30	20–22	250–270

По отношению предела текучести к пределу прочности можно определить «запас» пластичности металла от начала пластической деформации до разрушения. Материал для глубокой вытяжки должен иметь указанное отношение не более 0,6...0,65. Данный параметр для исследуемого материала составляет 0,56...0,6, что характеризует материал, как пластичный.[12,13]

Анизотропию оценивают показателем \bar{R} – *коэффициентом анизотропии*, представляющем собой отношение логарифмических деформаций по ширине e_b и толщине e_s плоского образца при растяжении:

$$\bar{R} = \frac{e_b}{e_s} = \frac{\ln(b_1/b_0)}{\ln(S_1/S_0)}, \quad (1)$$

где b_0 и S_0 – начальные ширина и толщина образца, мм;

b_1 и S_1 – ширина и толщина образца после растяжения, мм.

Наиболее пригодными для вытяжки являются стали с показателями анизотропии $\bar{R} = 1,2 \dots 1,7$ и показателем деформационного упрочнения $n > 0,2$ при равномерном удлинении $\delta_p > 20\%$. Показатель деформационного упрочнения – суть истинная (логарифмическая) деформация на участке равномерного растяжения.

Испытания проводились с автоматизированным составлением протоколов. Результаты испытаний отображены в таблице 2.

Таблица 2 – Показатели анизотропии материала образцов

№ образца	Направление прокатки	Показатель анизотропии	Показатель упрочнения
1	0°	0,67	0,4
2	0°	0,87	0,25
3	90°	2,12	0,2
4	90°	1,08	0,26
5	45°	1,02	0,29
6	45°	0,99	0,27

Хорошая штампуемость металла наблюдается при величине коэффициента анизотропии не менее 1,2...1,7 и показателе деформационного упрочнения более 0,2. Испытанный сплав по этим показателям $R(0,67–2,12)$ и $n(0,2–0,4)$ пригоден к глубокой вытяжке.

Определение технологических свойств проведено по методу Эриксона ГОСТ 10510–80. Этот стандарт регламентирует испытание на выдавливание сферической лунки в листовых материалах толщиной от 0,1 до 2,0 мм при температуре (20^{+15}_{-10}) °С.[10,11]

Метод заключается во вдавливании сферического пуансона в образец, зажатый под действием усилия прижима между матрицей и прижатым кольцом, которое проводится до начала образования на выдавливаемой лунке сквозной трещины, после чего определяется глубина лунки.

Для определения технологических свойств сплава использовались образцы 90х90 мм.

По результатам испытания заготовки можно сделать выводы:

1. Высота лунки составляет 11 мм, что говорит о достаточной для вытяжки пластичности листового материала.
2. Форма разрыва указывает на способность металла к пластическим деформациям по толщине.
3. Незначительное утонение материала на кромке разрыва и ее шероховатость говорит о значительной упрочняемости материала.

Полученные данные характеризуют исследуемый сплав, как приемлемый для глубокой вытяжки, хотя имеется риск появления разрывов из-за недостаточной величины коэффициента анизотропии. [14]

Выводы.

1. В связи с высокой упрочняемостью и близким к критическому значению коэффициента анизотропии сплава для уменьшения вероятности разрушения следует увеличить зазор между рабочими частями штампа.
2. При многопереходной глубокой вытяжке необходимо использовать межоперационные отжиги.
3. Следует применять эффективную смазку для снижения коэффициента трения, снижения силы деформирования и повышения долговечности рабочих частей штампа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шишляев, В.Н. Цветные сплавы. Учебное пособие / В.Н. Шишляев. – Пермь: Пермский государственный технический университет, 2009. – 235 с.
2. Concise Metals Engineering Data Book Joseph R. Davis. ISBN–13: 978–0–87170–606–5. Copyright, 2007.
3. Гун, Г.Я. Теоретические основы обработки металлов давлением. (Теория пластичности) / Г.Я. Гун. – М.: Металлургия, 1980. – 456 с.
4. Davies, J.R. (Ed.) Nickel, Cobalt, and Their Alloys / J.R. Davies. – (ASM Specialty Handbook) ASM International, 2000. – 421 p.
5. Бобылев, А.В. Механические и технологические свойства металлов. Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. / А.В. Бобылев. – М.: Металлургия, 1987. – 208 с.
6. SAE J1099 Revised JUN1998 Technical Report on Low Cycle Fatigue Properties Ferrous and Non-Ferrous Materials 2002–08–13.
7. Fu, M.W. Design and Development of Metal-Forming Processes and Products Aided by Finite Element Simulation / M.W. Fu. – Springer International Publishing AG, 2017. – 258 p.
8. Tschätsch, H. Metal Forming Practise: Processes – Machines – Tools / H. Tschätsch, A. Koth. – Springer, 2006. – 415 p.
9. Каргин, В.Р. Экспериментальное исследование процессов деформации при обработке давлением. Учебное пособие по лекционному курсу / В.Р. Каргин, Б.В. Каргин. – Самара: Самарский гос. аэрокосмический ун-т. 2010. – 49 с.
10. Боровик, П.В. Новые подходы к математическому моделированию технологических процессов обработки давлением / П.В. Боровик, Д.А. Усатюк. – Алчевск: ДонДТУ, 2011. – 299 с.
11. Wagoner, R.H. Metal forming analysis / R.H. Wagoner, J.L. Chenot. – Cambridge, Cambridge University Press, 2001. – 376 p.
12. Hosford, W.F. Fundamentals of Engineering Plasticity / W.F. Hosford. – Cambridge University Press, New York, 2013. – VIII. – 267 p.
13. Губкин С.И. Пластическая деформация металлов. Том 1. Физико-механические основы пластической деформации / С.И. Губкин. – Москва: Металлургиздат, 1961. – 376 с.
14. Hingole, Rahulkumar Shivajirao. Advances in Metal Forming: Expert System for Metal Forming / Hingole Rahulkumar Shivajirao. – Springer Berlin Heidelberg, 2015. – 126 p.

Панкратов Дмитрий Леонидович
Набережночелнинский институт
КФУ– г. Набережные Челны
Доктор технических наук, профессор
кафедры «Машиностроение»
E-mail: pankratovdl@gmail.com

Жигулев Илья Олегович
Набережночелнинский институт
КФУ– г. Набережные Челны
Кандидат технических наук,
доцент кафедры
«Машиностроение»
E-mail: jigulev@mail.ru

Шибakov Владимир Георгиевич
Набережночелнинский институт
КФУ– г. Набережные Челны
Доктор технических наук,
заведующий кафедрой
«Машиностроение»

Шибakov Ростислав Владимирович
Набережночелнинский институт
КФУ– г. Набережные Челны
Кандидат технических наук, доцент
кафедры «Машиностроение»
E-mail: roster777@mail.ru

Крюков Антон Евгеньевич
Набережночелнинский институт
КФУ– г. Набережные Челны
Аспирант кафедры
«Машиностроение»
E-mail: krjukoff@mail.ru

D.L. PANKRATOV, I.O. ZHIGULOV, V.G. SHIBAKOV, R.V. SHIBAKOV, A.E. KRYUKOV

INFLUENCE OF TECHNOLOGICAL AND MECHANICAL PROPERTIES RATIO OF NICKEL–BASE HEAT–RESISTANT ALLOY ON ABILITY TO DEEP DRAWING

Abstract. *One of the conditions of ensuring competitive advantages of the final product is the ability to run complex, resource-saving technological processes of forming of workpieces from providing the necessary performance properties to materials. In particular to such processes is the deep drawing process of the products. Advantages of deep drawing are sufficiently high coefficient of the material used, as well as an exceptional ability to manufacture a deep thin-walled sheet blanks such as «Casing». A necessary condition for the use of deep drawing is material possession the complex technological and mechanical properties.*

The article discusses the assessment of the feasibility of deep drawing Nickel alloy providing the product with the required level of operational properties, particularly heat resistance. The results of tests evaluating the physical and mechanical properties of the alloy GH304 T14992–1994, plus test data, based on which developed recommendations for the deep drawing of products made of Nickel alloys.

Keywords: *Nickel alloys, stamping, die tooling, anisotropy of properties, deep drawing.*

BIBLIOGRAPHY

1. Shishlyayev, V.N. Tsvetnyye splavy. Uchebnoye posobiye / V.N. Shishlyayev. – Perm: Permskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, 2009. – 235 s.
2. Concise Metals Engineering Data Book Joseph R. Davis. ISBN–13: 978–0–87170–606–5. Copyright, 2007.
3. Gun, G.YA. Teoreticheskiye osnovy obrabotki metallov davleniyem. (Teoriya plastichnosti) / G.YA. Gun. – M.: Metallurgiya, 1980. – 456 s.
4. Davies, J.R. (Ed.) Nickel, Cobalt, and Their Alloys / J.R. Davies. – (ASM Specialty Handbook) ASM International, 2000. – 421 p.
5. Bobylev, A.V. Mekhanicheskiye i tekhnologicheskkiye svoystva metallov. Spravochnik. 2–ye izd., pererab. i dop / A.V. Bobylev. – M.: Metallurgiya, 1987. – 208 s.
6. SAE J1099 Revised JUN1998 Technical Report on Low Cycle Fatigue Properties Ferrous and Non-Ferrous Materials 2002–08–13.
7. Fu, M.W. Design and Development of Metal-Forming Processes and Products Aided by Finite Element Simulation / M.W. Fu. – Springer International Publishing AG, 2017. – 258 p.
8. Tschätsch, H. Metal Forming Practise: Processes – Machines – Tools / H. Tschätsch, A. Koth. – Springer, 2006. – 415 p.
9. Kargin, V.R. Eksperimentalnoye issledovaniye protsessov deformatsii pri obrabotke davleniyem. Uchebnoye posobiye po lektsionnomu kursu / V.R. Kargin, B.V. Kargin. – Samara: Samarskiy gos. aerokosmicheskii un-t. 2010. – 49 s.
10. Borovik, P.V. Novyye podkhody k matematicheskomu modelirovaniyu tekhnologicheskikh protsessov obrabotki davleniyem / P.V. Borovik, D.A. Usatyuk. – Alchevsk: DonDTU, 2011. – 299 s.
11. Wagoner, R.H. Metal forming analysis / R.H. Wagoner, J.L. Chenot. – Cambridge, Cambridge University Press, 2001. – 376 p.
12. Hosford, W.F. Fundamentals of Engineering Plasticity / W.F. Hosford. – Cambridge University Press, New York, 2013. – VIII. – 267 p.
13. Gubkin S.I. Plasticheskaya deformatsiya metallov. Tom 1. Fiziko-mekhanicheskiye osnovy plasticheskoy deformatsii / S.I. Gubkin. – Moskva: Metallurgizdat, 1961. – 376 s.
14. Hingole, Rahulkumar Shivajirao. Advances in Metal Forming: Expert System for Metal Forming / Hingole Rahulkumar Shivajirao. – Springer Berlin Heidelberg, 2015. – 126 p.

Pankratov Dmitriy Leonidovich
Naberezhnochelninsky Institute of
Kazan Federal University –
Naberezhnye Chelny
Doctor of technical Sciences,
Professor, Department of mechanical
engineering
E-mail: pankratovdl@gmail.com

Zhigulev Ilya Olegovich
Naberezhnochelninsky Institute of
Kazan Federal University –
Naberezhnye Chelny
Candidate of technical Sciences,
associate Professor of mechanical
engineering
E-mail: jigulev@mail.ru

Shibakov Vladimir Georgievich
Naberezhnye Chelny Institute of
Kazan Federal University –
Naberezhnye Chelny
Doctor of technical Sciences, head of
Department «mechanical
engineering»

Shibakov Rostislav Vladimirovich
Naberezhnochelninsky Institute of
Kazan Federal University –
Naberezhnye Chelny
Candidate of technical Sciences,
associate Professor of mechanical
engineering
E-mail: roster777@mail.ru

Kryukov Anton Evgenievich
Naberezhnochelninsky Institute of
Kazan Federal University –
Naberezhnye Chelny
Postgraduate student of the
Department «mechanical
engineering»
E-mail: krjukoff@mail.ru

Уважаемые авторы!
Просим Вас ознакомиться с основными требованиями
к оформлению научных статей

- Объем материала, предлагаемого к публикации, измеряется страницами текста на листах формата А4 и содержит от 4 до 10 страниц; все страницы рукописи должны иметь сплошную нумерацию.

- Статья предоставляется в 1 экземпляре на бумажном носителе и в электронном виде (по электронной почте или на любом электронном носителе).

- В одном сборнике может быть опубликована только **одна статья одного автора**, включая соавторство.

- Параметры набора. Поля: зеркальные, верхнее, левое, правое – 2 см, нижнее – 1,6 см, переплет – 0. Отступы до колонтитулов: верхнего – 1,25 см, нижнего – 0,85 см. Текст набирается в одну колонку, шрифт – Times New Roman, 12 пт. Отступ первой строки абзаца – 1,25 см. Выравнивание – по ширине. Междустрочный интервал – единичный. Включить автоматический перенос. Все кавычки должны быть угловыми (« »). Все символы «тире» должны быть среднего размера («–», а не «-»). Начертание цифр (арабских, римских) во всех элементах статьи – прямое (не курсив).

- Структура статьи:

УДК;

Список авторов на русском языке – **12 пт, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ** в формате И.О. ФАМИЛИЯ **по центру без абзацного отступа**;

Название (не более 15 слов) на русском языке – **14 пт, полужирным, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ по центру без абзацного отступа**;

Аннотация (не менее 200–250 слов) на русском языке – **10 пт, курсив**;

Ключевые слова на русском языке (не менее 3 слов или словосочетаний) – **10 пт, курсив**;

Текст статьи;

Список литературы (в порядке цитирования, ГОСТ 7.1–2003) на русском языке, заглавие списка литературы – **12 пт, полужирным, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ по центру без абзацного отступа**, литература оформляется **10 пт**.

Сведения об авторах на русском языке – **10 пт**. Приводятся в такой последовательности:

Фамилия, имя, отчество;

учреждение или организация;

ученая степень, ученое звание, должность;

адрес;

телефон;

электронная почта.

- Название статьи, фамилии и инициалы авторов, аннотация, ключевые слова, список литературы (транслитерация) и сведения об авторах **обязательно дублируются на английском языке ЗА СТАТЬЕЙ**.

- Формулы набираются в редакторе формул Microsoft Equation. Размер символов: обычные – **12 пт**, крупный индекс – **9 пт**, мелкий индекс – **7 пт**. Нумерация формул – по правому краю в круглых скобках «()». Описание начинается со слова «где» без двоеточия, без абзацного отступа; пояснение каждого символа дается **с новой строки** в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Единицы измерения даются в соответствии с Международной системой единиц СИ.

- Рисунки – черно-белые. Если рисунок создан средствами MS Office, необходимо преобразовать его в картинку. Для растровых рисунков разрешение не менее 300 dpi. Подрисуточные надписи выполнять шрифтом **Times New Roman, 10 пт, полужирным, курсивным**, в конце точка не ставится.

- Рисунки с подрисуточной подписью, формулы, выравниваются **по центру без абзацного отступа**.

С полной версией требований к оформлению научных статей Вы можете ознакомиться на сайте <http://oreluniver.ru/public/file/science/journal/fipptt/>

Плата за опубликование статей не взимается.

Право использования произведений предоставлено авторами на основании п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации.

Адрес издателя:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»
302026, г. Орел, ул. Комсомольская, 95
Тел. (4862) 75–13–18
<http://oreluniver.ru>
E-mail: info@oreluniver.ru

Адрес редакции:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»
302030, г. Орел, ул. Московская, 34
+7(920)2806645, +7(906)6639898

<http://oreluniver.ru>
E-mail: tlostu@mail.ru

Право использования произведений предоставлено авторами на основании
п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации

Технический редактор Тюхта А.В.
Компьютерная верстка Тюхта А.В.

Подписано в печать 23.08.2017 г.
Дата выхода в свет
Формат 60х88 1/8. Усл. печ. л. 10,25.
Цена свободная. Тираж 600 экз.
Заказ _____

Отпечатано с готового оригинал–макета
на полиграфической базе ИП Синяев В.В.
302001, г. Орел, ул. Розы Люксембург, 10а